



TUGAS AKHIR – TM 091585

**ANALISIS PERFORMA AIR COOLED CONDENSER
SNO-E-2208 DI JOINT OPERATING BODY
PERTAMINA-MEDCO TOMORI SULAWESI**

YUNNIDA LUTFYA DEWI FIRMANINGTYAS
NRP 2112 100 028

Pembimbing :

Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME

**JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2016**



FINAL PROJECT – TM 091585

**PERFORMANCE ANALYSIS OF AIR COOLED
CONDENSER SNO-E-2208 AT JOINT
OPERATING BODY PERTAMINA-MEDCO
TOMORI SULAWESI**

YUNNIDA LUTFYA DEWI FIRMANINGTYAS

NRP 2112 100 028

Advisor :

Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY of INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA

2016

**ANALISIS PERFORMA AIR COOLED CONDENSER
SNO-E-2208 DI JOINT OPERATING BODY PERTAMINA-
MEDCO TOMORI SULAWESI
TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada Bidang Studi Teknik Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:
YUNNIDA LUTFYA DEWI FIRMANINGTYAS
NRP. 2112 100 028

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME
(NIP. 195312191981031001)

.....
(Pembimbing)

2. Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD.
(NIP. 197105241997021001)

.....
(Penguji I)

3. Bb. ARIP DWIYANTORO, ST, M.Eng, PhD.
(NIP. 197804012002121001)

.....
(Penguji II)

4. Dr. Ir. ATOK SETIAWAN, M.Eng.Sc
(NIP. 196604021989031002)

.....
(Penguji III)

SURABAYA
Juli, 2016

ANALISIS PERFORMA AIR COOLED CONDENSER SNO-E-2208 DI JOINT OPERATING BODY PERTAMINA-MEDCO TOMORI SULAWESI

Nama : Yunnida Lutfya Dewi Firmaningtyas
NRP : 2112100028
Jurusan : Teknik Mesin
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo,
ME

ABSTRAK

Central Processing Plant (CPP) Senoro, Joint Operating Body (JOB) Pertamina-Medco Tomori Sulawesi merupakan sebuah perusahaan yang bergerak di bidang pemurnian gas alam menjadi gas siap jual (sales gas) dengan kapasitas produksi sales gas sebesar 342 MMSCFD. Pemurnian gas alam bertujuan untuk mengurangi kandungan H_2S dari 1000 ppmv menjadi 1 ppmv dan mengondensasi kandungan H_2O . Proses tersebut terjadi di air cooled heat exchanger SNO-E-2208. Air cooled heat exchanger didesain dengan suhu masuk fluida panas 106,67 °C dan suhu keluar 48,89°C. Udara sebagai media pendingin didesain dengan suhu masuk sebesar 37,78 °C. Pada kondisi operasi suhu keluar fluida panas sebesar 55,173 °C. Dengan adanya keadaan operasi yang tidak sesuai dengan desain maka perlu dilakukan sebuah analisis untuk mencari penyebab perbedaan tersebut. Analisis tersebut akan dibahas pada penelitian Tugas Akhir yang berjudul “Analisis Performa Air Cooled Condenser SNO-E-2208 Di Joint Operating Body Pertamina-Medco Tomori Sulawesi”.

Pada Tugas Akhir ini dilakukan penghitungan nilai effectiveness dan pressure drop dari air cooled heat exchanger. Perhitungan air cooled heat exchanger menggunakan analisis perpindahan panas. Data input yang digunakan merupakan data operasi dan data desain air cooled heat exchanger SNO-E-2208. Untuk mendapatkan kondisi operasi yang sesuai dengan kondisi desain, dalam perhitungan effectiveness dan pressure drop

dilakukan variasi laju alir massa udara. Variasi laju alir massa udara diperoleh dengan memvariasikan sudut kipas pada *air cooled heat exchanger*. Variasi menggunakan 3 sudut kipas yang berbeda, yaitu variasi 1 dengan sudut kipas $19,5^{\circ}$, kondisi operasi (sudut kipas $22,5^{\circ}$) dan variasi 2 dengan sudut kipas $27,5^{\circ}$. Hasil dari variasi berupa nilai *effectiveness* dan *pressure drop* masing-masing laju alir massa udara.

Dari hasil analisis *air cooled heat exchanger* didapatkan koefisien konveksi sisi udara, *pressure drop*, *pumping power* dan nilai *effectiveness* paling besar pada variasi 2. Pada variasi 2 nilai koefisien konveksi sisi udara sebesar $15,308 \text{ W/m}^2\text{K}$, *pressure drop* $2,256 \text{ kPa}$, *pumping power* $42,847 \text{ kW}$ dan nilai *effectiveness* $0,803$. Nilai terbesar kedua pada kondisi operasional dengan nilai koefisien konveksi sisi udara sebesar $14,460 \text{ W/m}^2\text{K}$, *pressure drop* $1,841 \text{ kPa}$, *pumping power* $30,341 \text{ kW}$ dan nilai *effectiveness* $0,801$. Nilai perhitungan yang paling kecil pada variasi 1 dengan nilai koefisien konveksi sisi udara sebesar $13,571 \text{ W/m}^2\text{K}$, *pressure drop* $1,467 \text{ kPa}$, *pumping power* $22,462 \text{ kW}$ dan nilai *effectiveness* $0,8$. Dari hasil variasi 2 diperoleh nilai temperatur keluar fluida panas mendekati desain yaitu $49,30^{\circ}\text{C}$. Dengan penambahan laju alir massa udara sebesar 12% , nilai Tho turun $9,63\%$.

Kata kunci : *Air Cooled Heat Exchanger*, laju alir masa, *effectiveness*, *pressure drop*

PERFORMANCE ANALYSIS OF AIR COOLED CONDENSER SNO-E-2208 AT JOINT OPERATING BODY PERTAMINA-MEDCO TOMORI SULAWESI

Name : Yunnida Lutfya Dewi Firmaningtyas
NRP : 2112100028
Major : Mechanical Engineering
Adviser : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME

ABSTRACT

Central Processing Plant (CPP) Senoro, Joint Operatig Body (JOB) Pertamina-Medco Tomori Sulawesi is oil and gas company that putrify raw of natural gas into sales gas with capacity 342 MMSCFD. The purpose of natural gas purification is to reduce H_2S content from 1000 ppmv into 1 ppmv by condense H_2O . The process occurs in air cooled heat exchanger SNO-E-2208. Air cooled heat exchanger is designed to reduce hot fluid temperature from $106,67^{\circ}C$ into $48,89^{\circ}C$. Air as cold fluid design with inlet temperature $37,78^{\circ}C$. The outlet temperature of hot fluid in operating condition is $55,173^{\circ}C$. However of the operation condition are not same with desain, we need to do some analysis that cause it. The analysis will be discussed in undergraduate thesis entitled " Performance Analysis of Air Cooled Condenser SNO-E-2208 At Joint Operating Body Pertamina - Medco Tomori Sulawesi " .

In this undergraduate thesis there are a few calculation, those are effectiveness and pressure drop calculation of air cooled heat exchanger. Air cooled heat exchanger calculation using heat transfer analysis. The data used are design and operation data from air cooled heat exchanger SNO-E-2208. In order to restore operation condition into design, do calculation of effectiveness and pressure drop air cooled heat exchanger by varying air mass flow rate. Variations that will be used in the calculation of effectiveness

and pressure drop of air cooled heat exchanger is a variation of air mass flow rate. Variation of air mass flow rate obtained by varying the fan angle on air cooled heat exchanger. Variation using 3 different fan angles, variation 1 use fan angle of $19,5^{\circ}$, the operating condition (fan angle of $22,5^{\circ}$) and variation 2 use fan angle of $27,5^{\circ}$. The result from variation are effectiveness and pressure drop value in each air mass flow rate.

The result from air cooled heat exchanger analysis are gas side convection coefficient, pressure drop, pumping power and effectiveness. The highest value is variation 2 with gas side convection coefficient $15,308 \text{ W/m}^2\text{K}$, pressure drop $2,256 \text{ kPa}$, pumping power $42,847 \text{ kW}$ and effectiveness $0,803$. Operational condition on second place with gas side convection coefficient $14,460 \text{ W/m}^2\text{K}$, pressure drop $1,841 \text{ kPa}$, pumping power $30,341 \text{ kW}$ and effectiveness $0,801$. The smallest value is variation 1 with gas side convection coefficient $13,571 \text{ W/m}^2\text{K}$, pressure drop $1,467 \text{ kPa}$, pumping power $22,462 \text{ kW}$ and effectiveness $0,8$. After doing variation 2, the outlet temperature of hot fluid close to desing, that is $49,30^{\circ}\text{C}$. By increasing air mass flow rate 12% , the value of Tho decrease $9,63\%$.

Keyword : Air Cooled Heat Exchanger, mass flow rate, effectiveness, pressure drop

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
DAFTAR ISI.....	vii
Daftar Gambar	ix
Daftar Tabel.....	x
Nomeclature.....	xii
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Gambaran Proses	5
2.2 Gambaran Umum Air Cooled Pada Acid Gas Removal System.....	6
2.3 Macam-Macam <i>Air Cooled</i>	7
2.3.1 <i>Forced Draft Air Cooled</i>	8
2.3.2 <i>Induced Draft Air Cooled</i>	9
2.4 Bagian <i>Air Cooled</i>	9
2.5 Analisis Penurunan Performa Air Cooled	10
2.5.1 Keseimbangan Massa dan Energi Pada <i>Air</i> <i>Cooled</i>	10
2.5.1 Perhitungan Luasan <i>Air Cooled Heat</i> <i>Exchanger</i>	11
2.5.2 Konveksi Dalam <i>Tube Banks</i>	13
2.5.3 Kondensasi Dalam <i>Tube</i> Horisontal.....	15
2.5.4 Analisis <i>Effectiveness Air Cooled Heat</i> <i>Exchanger</i>	16

2.6	Penelitian Terdahulu	17
2.6.1	Kamran Hirbodi , Mahmood Yaghoubi	17
2.6.2	Akhyar Wahyu Rokhadi	18
BAB 3 METODOLOGI		23
3.1	<i>Flowchart</i> Penelitian.....	24
3.2	Objek Penelitian	25
3.3	<i>Flowchart</i> Perhitungan	26
BAB 4 ANALISIS DAN PEMBAHASAN		31
4.1	Data Operasi Air Cooled Heat Exchanger	31
4.2	Contoh Perhitungan	34
4.3	Pembahasan	39
BAB 5 PENUTUP		53
DAFTAR PUSTAKA		55
LAMPIRAN A		56
LAMPIRAN B		77

Daftar Gambar

Gambar 1. 1 Proses pengurangan H ₂ S dan CO ₂	2
Gambar 2. 1 Proses pemurnian gas alam pada CPP Senoro	5
Gambar 2. 2 PFD Acid Gas Removal System.....	8
Gambar 2. 3 (a) <i>Forced draft air cooled</i> (b) <i>Induced draft air cooled</i>	9
Gambar 2. 4 <i>Induced draft air cooled condenser</i>	10
Gambar 2. 5 Kesetimbangan massa pada air cooled condenser	11
Gambar 2. 6 Susunan tube banks pada air cooled condenser	12
Gambar 2. 7 Tahanan termal air cooled condenser	17
Gambar 2. 8 (a) Grafik bilangan Reynolds terhadap bilangan Nusselt pada $Sy/D\pi = 3,57$ (b) Grafik bilangan Reynolds terhadap koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pada $Sy/D\pi = 3,57$	20
Gambar 2. 9 Grafik pengaruh ΔT terhadap laju perpindahan panas	20
Gambar 2. 10 (a) Grafik pengaruh bilangan Reynolds terhadap penurunan tekanan pada $Sy/D\pi = 3,57$	21
Gambar 3. 1 Flowchart penelitian tugas akhir	23
Gambar 3. 2 Skema air cooled condenser	26
Gambar 3. 3 Flowchart <i>perhitungan</i>	29

Daftar Tabel

Tabel 2.1 Konstanta untuk persamaan 2.15	14
Tabel 2.2 Faktor koreksi C2 untuk persamaan 2.15 untuk $NL < 10$	15
Tabel 2. 3 Variasi rata-rata laju perpindahan panas untuk perubahan temperatur sekeliling dan temperatuur fin 1°C dan kelembaban udara 1%	18
Tabel 2. 4 Spesifikasi spesimen penelitian	19
 Tabel 3.1 Spesifikasi air cooled condenser	25
 Tabel A. 1 Hasil perhitungan dimensi air cooled heat exchanger	58
Tabel A. 2 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi udara pada kondisi operasi	59
Tabel A. 3 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi dalam tube pada kondisi operasi	60
Tabel A. 4 Hasil perhitungan effectiveness pada kondisi operasi	62
Tabel A. 5 Hasil perhitungan pressure drop dan pumping power pada kondisi operasi	63
Tabel A. 6 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi udara pada variasi 1	64
Tabel A. 7 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi dalam tube pada variasi 1	66
Tabel A. 8 Hasil perhitungan effectiveness pada variasi 1	67
Tabel A. 9 Hasil perhitungan pressure drop dan pumping power pada variasi 1	68
Tabel A. 10 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi udara pada variasi 2	69
Tabel A. 11 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi dalam tube pada variasi 2	71
Tabel A. 12 Hasil perhitungan effectiveness pada variasi 2	72

Tabel A. 13 Hasil perhitungan pressure drop dan pumping power pada variasi 2	73
Tabel A. 14 Hasil perbandingan perhitungan air cooled heat exchanger	74
Tabel B. 1 Data operasi air cooled heat exchanger	77
Tabel B. 2 Properti fluida	82

Nomeclature

A_f	: <i>Finned area</i>	(ft ²)
A_{fr}	: <i>Frontal area</i>	(ft ²)
A_i	: Luasan dalam <i>tube</i>	(ft ²)
A_{min}	: Luasan minimal	(ft ²)
A_t	: Luasan total	(ft ²)
A_u	: <i>Unfinned area</i>	(ft ²)
cp_c	: Panas spesifik udara	(Btu/lb. °F)
cp_h	: Panas spesifik fluida panas	(Btu/lb. °F)
C_c	: <i>Heat capacity rate</i> udara	(Btu/hr. °F)
C_h	: <i>Heat capacity rate</i> fluida panas	(Btu/hr. °F)
d_e	: Diameter <i>fin</i>	(inch)
D_h	: Diameter <i>hydraulic</i>	(ft)
d_i	: Diameter dalam <i>tube</i>	(inch)
d_o	: Diameter luar <i>tube</i>	(inch)
G	: <i>mass velocity</i>	(lb/ft ² . hr)
h_i	: Koefisien perpindahan panas konveksi dalam <i>tube</i>	(Btu/jam. ft ² . F)
h_o	: Koefisien perpindahan panas konveksi sisi udara	(Btu/jam. ft ² . F)
k	: Koefisien konduksi bahan	(Btu/jam. ft. F)
L_1	: Panjang <i>tube</i>	(ft)
L_2	: Panjang <i>header</i>	(ft)
L_3	: Tinggi <i>header</i>	(ft)
$\dot{m}_{c,i}$: Laju alir massa udara masuk	(lb/jam)
$\dot{m}_{c,o}$: Laju alir massa udara keluar	(lb/jam)
$\dot{m}_{h,i}$: Laju alir massa fluida panas masuk	(lb/jam)
$\dot{m}_{h,o}$: Laju alir massa fluida panas keluar	(lb/jam)
N_f	: Jumlah <i>fin</i> tiap inch	
N_t	: Jumlah <i>tube</i>	
Nu	: <i>Nusselt number</i>	
p_i	: Tekanan udara masuk	(Pa)

Pr	: <i>Prandlt Number</i> dievaluasi pada temperatur fluida	
Prs	: <i>Prandlt Number</i> dievaluasi pada temperatur rata-rata fluida	
q_{akt}	: Perpindahan panas aktual	(W)
q_{max}	: Perpindahan panas maksimal	(W)
Re	: <i>Reynolds Number</i>	
r_f	: Jari-jari <i>fin</i>	(ft)
r_i	: Jari-jari dalam <i>tube</i>	(ft)
r_o	: Jari-jari luar <i>tube</i>	(ft)
R_t	: Tahanan termal total	(hr. ft/Btu)
$T_{c,i}$: Temperatur udara masuk	(°F)
$T_{h,i}$: Temperatur fluida panas masuk	(°F)
$T_{h,o}$: Temperatur fluida panas keluar	(°F)
U	: <i>Overall heat transfer</i>	(Btu/hr ft ² °F)
V_{max}	: Kecepatan maksimal fluida	(ft/jam)
X	: fraksi massa	
X_l	: Jarak antar tube searah longitudinal	(inch)
X_t	: Jarak antar tube searah transvesal	(inch)
X_{tt}	: <i>Martinelli parameter</i>	
δ	: Tebal <i>fin</i>	(inch)
ρ_i	: Densitas udara masuk	(lb/ft ³)
ρ_g	: densitas gas	(lb/ft ³)
ρ_l	: densitas cair	(lb/ft ³)
ρ_o	: Densitas udara keluar	(lb/ft ³)
ν	: Viskositas kinematik	(ft ² /jam)
ΔP	: <i>Pressure drop</i> sisi udara	(Pa)
\mathcal{P}	: <i>Pumping power</i>	(W)

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Central Processing Plant (CPP) Senoro, *Joint Operating Body* (JOB) Pertamina-Medco Tomori Sulawesi merupakan sebuah perusahaan yang bergerak di bidang pengolahan gas alam menjadi gas siap jual (*sales gas*) melalui proses pemurnian. CPP Senoro memiliki kapasitas produksi *sales gas* sebesar 342 MMSCFD yang terdiri dari dua *train*, dimana setiap *train* menghasilkan *sales gas* sebesar 171 MMSCFD. Gas alam yang diolah pada CPP Senoro berasal dari 21 sumur gas yang terletak di Toili, Sulawesi Tengah.

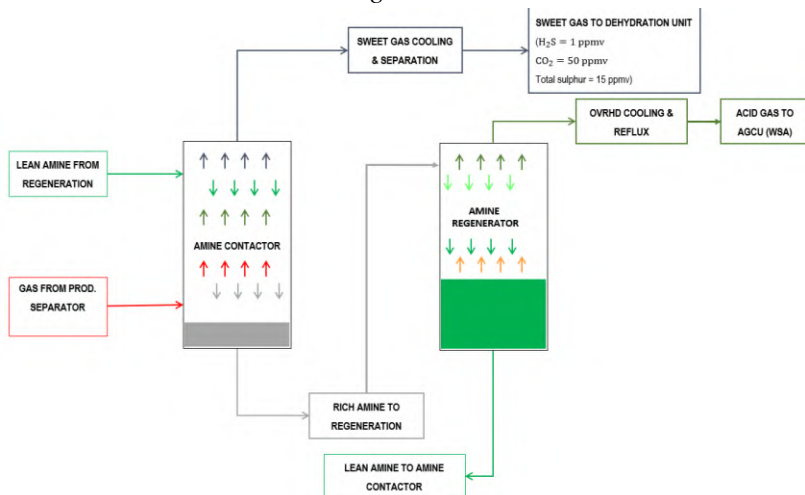
Proses pemurnian gas alam bertujuan untuk menghilangkan beberapa kandungan dari gas mentah agar memenuhi spesifikasi dari *sales gas*. Kandungan tersebut diantaranya CO_2 , H_2S , dan H_2O . Kandungan yang tidak diperlukan dalam *sales gas* dapat diolah untuk dijadikan bahan baku pembuatan *wet sulphuric acid* maupun kondensat yang dapat dijual. Proses pemurnian ini berlangsung dalam beberapa tahap di dalam kawasan *Central Processing Plant* (CPP) Senoro.

Gas yang berasal dari beberapa sumur dikumpulkan ke sebuah *manifold* di CPP Senoro, kemudian dialirkan menuju ke *production separator*. Dari *production separator*, gas alam mentah akan dipisahkan menjadi tiga macam yaitu gas alam, air dan kondensat. Air digunakan untuk pemenuhan kebutuhan operasional pabrik, kondensat akan diproses untuk distabilkan hingga siap jual, sedangkan gas alam akan dikurangi kandungan H_2S , CO_2 maupun kandungan airnya.

Proses pengurangan kandungan H_2S dan CO_2 dapat dilihat pada Gambar 1.1. Gas alam dari *production separator* akan dikurangi kandungan H_2S nya melalui proses *acid gas removal system*. Kandungan H_2S yang semula 1000 ppmv menjadi 1 ppmv dengan kadar CO_2 sebesar 50 ppmv di *acid gas removal system*. Dari *acid gas removal system*, gas alam akan masuk ke *gas*

dehydration system yang berfungsi untuk mengurangi kadar kandungan air pada gas menjadi 8 lb/MMSCFD. Setelah itu gas akan masuk ke proses *dew point control system* sebelum menjadi *sales gas*.

Acid gas removal system mengurangi kandungan H_2S dan CO_2 dalam gas mentah melalui kontak dengan *methyl-diethanolamine* (MDEA) di *amine contactor vessel*. Gas yang sudah tidak mengandung H_2S dan CO_2 akan menuju ke *gas dehydration system*. *Amine* hasil reaksi dengan gas alam berubah menjadi *rich MDEA*. *Rich MDEA* didaur ulang pada *amine regenerator* menjadi *lean amine* untuk digunakan lagi di *amine contactor*. Hasil sisa reaksi yang terjadi pada *amine regenerator* berupa H_2S . H_2S dari *overhead amine regenerator* akan diolah menjadi *wet sulphuric acid*. Gas H_2S dari *overhead amine regenerator* yang bersuhu $106,67^\circ C$ akan didinginkan oleh *air cooled heat exchanger* hingga suhu $48,89^\circ C$. Hasil pendinginan *aircooled condenser* berupa gas H_2S murni serta cairan yang terdiri dari H_2O dan *amine*. Fasa cair hasil proses *aircooled condenser* akan dikembalikan ke *amine regenerator*.



Gambar 1. 1 Proses pengurangan H_2S dan CO_2

Kondisi aktual di lapangan CPP Senoro, temperatur keluar dari *aircooled condenser* yang memiliki seri SNO-E-2208 melebihi suhu desain yang diinginkan. *aircooled condenser* SNO-E-2208 yang terdiri dari sebuah *tube bundle* dan dua buah kipas (*fan*) didesain dengan sudut kipas 22° , suhu masuk sebesar $106,67^\circ\text{C}$ dan suhu keluar *aircooled condenser* sebesar $48,89^\circ\text{C}$. Suhu keluar kondisi operasi aktual *aircooled condenser* sebesar $55,172^\circ\text{C}$. Kondisi ini mengakibatkan kandungan H_2O pada gas H_2S tidak terkondensasi secara sempurna sehingga gas H_2S masih mengandung H_2O . Apabila gas H_2S hasil dari *aircooled condenser* yang merupakan bahan baku dalam pembuatan *wet sulphuric acid* tidak memenuhi spesifikasi maka gas H_2S akan dibuang ke lingkungan melalui *flare*. Hal ini meningkatkan kerugian produksi. Untuk meminimalkan kerugian produksi yang terjadi maka diperlukan analisis mengenai penyebab penurunan performa *aircooled condenser* sehingga diketahui penyebabnya dan dapat dilakukan peningkatan performa.

1.2 Perumusan Masalah

Adapun perumusan masalah dalam penelitian ini adalah

1. Bagaimana laju perpindahan panas yang terjadi pada *air cooled heat exchanger* SNO-E-2208
2. Bagaimana pengaruh laju alir masa udara yang diatur melalui sudut *fan blade* terhadap performa dan *pressure drop* pada *air cooled heat exchanger* SNO-E-2208

1.3 Batasan Masalah

Adapun beberapa batasan yang digunakan dalam penelitian ini adalah :

1. Analisis dilakukan berdasarkan data operasi pada JOB Pertamina-Medco Tomori.
2. Kondisi operasi *steady state*.
3. Aliran dalam *tube* diasumsikan *fully developed*.
4. Efek dari radiasi diabaikan.

5. Perhitungan dilakukan dengan analisis termal.
6. Nilai dari ΔEP dan ΔEK diabaikan
7. *Fouling factor* diabaikan
8. Temperatur permukaan *fin* seragam
9. Kecepatan dan temperatur udara seragam sepanjang *tube*

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah

1. Mengetahui laju perpindahan panas yang terjadi pada *air cooled heat exchanger* SNO-E-2208
2. Membandingkan relasi antara pengaturan variasi *fan blade* dan laju alir masa udara dengan performa dan *pressure drop* pada *air cooled heat exchanger* SNO-E-2208

1.5 Manfaat Penelitian

Dalam melakukan analisa performa pada *air cooled heat exchanger* SNO-E-2202 diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut:

1. Memperkaya dan memperdalam wawasan dalam penerapan ilmu termodinamika, mekanika fluida dan perpindahan panas, khususnya pada *air cooled condenser*
2. Sebagai referensi kajian penyebab penurunan performa *air cooled condenser* SNO-E-2208

CPP melalui jalur pipa. Gas mentah dari *manifold* akan dialirkan menuju *separation system* untuk dipisahkan menjadi kondensat, air dan gas alam mentah. Kondensat dijual dengan kandungan H_2S maksimal 15 ppmv dan sulfur maksimal 15 ppmv. Pemurnian kondensat berlangsung di *condensate stabilization system*. Air hasil *separation system* akan diolah di *produced water treatment* untuk kebutuhan air di CPP. Gas alam mentah akan diolah melalui serangkaian proses untuk menghasilkan *sales gas*.

Gas alam mentah akan melalui proses *Acid Gas Removal System* (AGRS), *gas dehydration system*, dan *dew point control system*. AGRS adalah suatu proses yang bertujuan untuk menurunkan kandungan H_2S dalam gas mentah dari 1000 ppmv menjadi 1 ppmv. Proses pemurnian H_2S terjadi di *vertical vessel* (*amine contactor*). Di dalam *amine contactor* gas alam mentah kontak dengan *lean amine*. Hasil kontak antara *lean amine* dengan gas alam mentah berupa *sweet gas* dan gas. Kontak ini mengakibatkan H_2S dan CO_2 yang terkandung dalam gas mentah terikat dengan *amine* dan gas H_2S . Gas H_2S hasil AGRS dialirkan ke AGCU untuk diolah menjadi produk *wet sulphuric acid* (WSA). *Gas dehydration system* berfungsi untuk menurunkan kadar air yang terkandung dalam gas mentah hingga mencapai 8lb/MMSCFD. *Dew point control system* berfungsi untuk memastikan bahwa gas siap jual pada suhu di atas $65^{\circ}F$, tekanan 700 psig kandungan hidrokarbonnya tidak terkondensasi.

2.2 Gambaran Umum Air Cooled Pada Acid Gas Removal System

Acid Gas Removal System (AGRS) berfungsi mengurangi kandungan H_2S gas mentah dari 1000 ppm menjadi 1 ppmv dan CO_2 50 ppmv. Proses AGRS dapat dilihat pada Gambar 2.2. AGRS terdiri dari komponen utama yaitu *amine contactor* (SNO-V-2202), pompa, *heat exchanger* (HE), *amine regenerator* (SNO-E-2203), *reboiler* dan *Air Cooled Condenser* (SNO-E-2208).

Amine contactor (SNO-V-2202) berfungsi sebagai tempat terjadinya kontak antara gas mentah dengan *lean methyl-*

diethanolamine (MDEA) untuk menurunkan kandungan H_2S dan CO_2 . Gas alam hasil kontak dengan MDEA berupa *sweet gas* akan dialirkan menuju *gas dehydration system*. MDEA hasil kontak dengan gas mentah akan menjadi *rich* MDEA yang harus didaur ulang untuk dijadikan *lean* MDEA. *Amine regenerator* (SNO-E-2203) berfungsi mendaur ulang *rich* MDEA menjadi *lean* MDEA. SNO-E-2203 menghasilkan *lean* MDEA dan gas yang memiliki kandungan H_2O (50,19%), CO_2 (48,42%) serta H_2S (1%). *Lean* MDEA digunakan pada *amine contactor*. Gas yang memiliki kandungan H_2O (50,19%), CO_2 (48,42%) serta H_2S (1%) dialirkan ke *acid gas conversion system* sebagai bahan baku pembuatan WSA.

Bahan baku pembuatan WSA memiliki spesifikasi kandungan H_2O tidak lebih dari 5,44%. Proses menghilangkan kandungan H_2O dalam gas hasil reaksi di SNO-E-2203 terjadi di SNO-E-2208 melalui proses kondensasi. SNO-E-2208 didesain beroperasi pada temperatur masuk sebesar 224,6°F dengan suhu keluar 48,89°C. Pada akhir proses kondensasi didapatkan fluida dengan fasa gas dan cair. Fasa cair hasil kondensasi dikembalikan ke SNO-E-2203 sedangkan fasa gas yang mengandung H_2S (1,78%), CO_2 (82,21%) dan H_2O (5,4%) akan digunakan sebagai bahan baku pembuatan WSA.

2.3 Macam-Macam Air Cooled

Air cooled heat exchanger merupakan sebuah pesawat penukar panas yang memanfaatkan udara sebagai fluida pendingin. *Aircooled condenser* terdiri dari komponen utama *tube bundle* dan kipas (*fan*). Fluida panas di *aircooled condenser* mengalir melalui *tube bundle* dan fluida dingin (udara) mengalir di luar *tube* dengan bantuan *fan*. Berdasarkan tipenya *aircooled condenser* dibedakan menjadi *forced draft air cooled* dan *induced draft air cooled* seperti pada Gambar 2.3. *aircooled condenser* SNO-E-2208 adalah *aircooled condenser* dengan tipe *induced draft*.

2.3.1 Forced Draft Air Cooled

- Akses untuk perawatan baik perawatan *fan* maupun *bundle* mudah dijangkau
- Memerlukan daya yang lebih kecil karena *fan* berada pada suhu sekeliling
- Pada iklim dingin, mudah beradaptasi untuk resirkulasi udara hangat.

- Distribusi temperatur yang buruk.
- Kemungkinan terjadinya aliran udara panas balik besar.
- Posisi *tube bundle* yang langsung terpapar ke lingkungan dapat mengakibatkan perpindahan panas di sisi *tube* terganggu.

2.3.2 *Induced Draft Air Cooled*

Induced draft air cooled merupakan aircooled condenser dimana letak fan berada di atas tube bundle. Keunggulan dari aircooled condenser tipe ini adalah:

- Distribusi udara yang melalui *tube bundle* lebih baik dibanding tipe *forced draft*
- Kemungkinan terjadinya resirkulasi balik dari udara panas kembali ke udara dingin rendah
- Efek dari radiasi matahari, hujan maupun efek lingkungan lain lebih rendah karena *tube bundle* terlindungi

Kelemahan induced draft air cooled adalah:

- Membutuhkan daya yang besar karena kipas (*fan*) terletak di sisi udara panas
- Suhu dari udara hasil proses pendinginan maksimal 200°F untuk mencegah kerusakan kipas, *bearing*, *V-belt*, maupun komponen mekanik lain yang terdapat pada sisi aliran panas
- Untuk perawatan komponen kipas (*fan*) lebih susah karena terletak di atas dan di sisi udara panas
- Temperatur maksimum dari sisi masuk fluida panas maksimal 350°F

2.4 *Bagian Air Cooled*



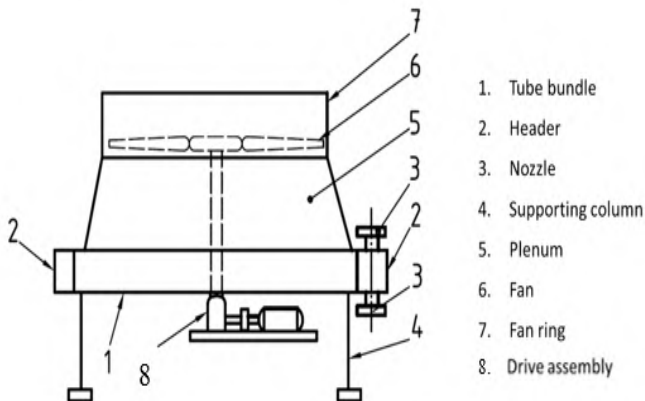
Gambar 2. 3 (a) *Forced draft air cooled* (b) *Induced draft air cooled*

Air cooled terdiri dari beberapa komponen utama. Komponen tersebut dapat dilihat pada Gambar 2.4. *Tube bundle* terdiri dari serangkaian *tube* yang tersusun secara *alligned* atau *staggered*. *Header* merupakan tempat masuk atau keluarnya fluida dari *tube*. *Fan* (kipas) berfungsi meningkatkan kecepatan dan laju alir massa udara sebagai fluida pendingin. Posisi kipas *induced draft air cooled* berada di atas *tube bundle*. Posisi kipas yang berada di atas *tube bundle* juga berfungsi untuk menyerap aliran udara panas sehingga mengurangi resiko kembalinya aliran udara panas pada *tube bundle*. *Plenum* berfungsi untuk melindungi *tube bundle* dari gangguan lingkungan sekitar seperti panas ataupun hujan.

Kipas pada *air cooled condenser* adalah *auto adjustment fan*. *Auto adjustment fan* memiliki arti bahwa sudut *blade fan* dapat diubah-ubah secara otomatis. Perubahan sudut *fan* mengakibatkan laju alir massa dan kecepatan udara berubah.

2.5 Analisis Penurunan Performa Air Cooled

2.5.1 Kestimbangan Massa dan Energi Pada Air Cooled



Gambar 2. 4 *Induced draft air cooled condenser*

Air cooled condenser terdiri dari *tube banks* yang memiliki jumlah *tube* 347 buah dengan panjang masing-masing 35,47 ft. Kesetimbangan massa dari *tube banks* diilustrasikan pada Gambar 2.5.

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o \quad (2.1)$$

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \sum E_i - \sum E_o \quad (2.2)$$

Sistem diasumsikan dalam keadaan tunak sehingga semua properti pada sistem tidak berubah terhadap waktu sehingga mengakibatkan $\frac{dm_{cv}}{dt} = 0$ dan $\frac{dE_{cv}}{dt} = 0$.

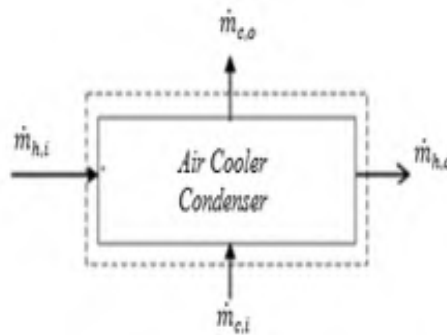
$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o \quad (2.3)$$

$$\dot{m}_{h,i} + \dot{m}_{c,i} = \dot{m}_{h,o} + \dot{m}_{c,o} \quad (2.4)$$

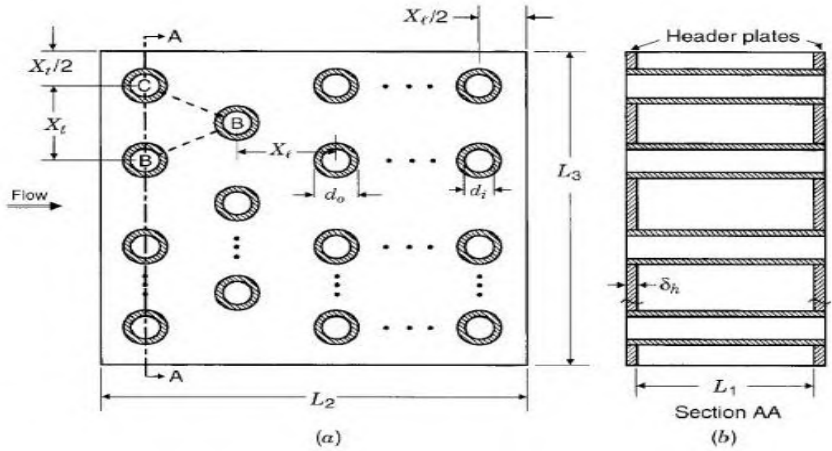
Indeks c,h,i,o berturut turut menunjukkan *cold, hot, in, out* dengan \dot{m} = laju alir massa (lb/jam)

2.5.2 Perhitungan Luasan Air Cooled Heat Exchanger

Air cooled heat exchanger dengan susunan *tube* berbentuk *finned tube* memiliki beberapa macam luasan. Dalam perhitungan untuk menentukan *effectiveness* diperlukan luasan minimal (A_{min}), *frontal area* (A_{fr}), *unfinned area* (A_u), *finned area* (A_f),



Gambar 2. 5 Kesetimbangan massa pada air cooled condenser



Gambar 2. 6 Susunan tube banks pada air cooled condenser luasan total (A_t), dan *inside area* (A_i). Persamaan untuk mencari luasan-luasan tersebut dapat dilihat pada persamaan di bawah.

$$A_{min} = \left[\left(\frac{L_3}{X_t} - 1 \right) c' + (X_t - d_o) - (d_e - d_o) \delta N_f \right] L_1 \quad (2.5)$$

$$2a' = (X_t - d_o) - (d_e - d_o) \delta N_f \quad (2.6)$$

$$b' = \left[\left(\frac{X_t}{2} \right)^2 + X_l^2 \right]^{1/2} d_o - (d_e - d_o) \delta N_f \quad (2.7)$$

$$c' = 2a' \text{ jika } 2a' < 2b' \quad (2.8)$$

$$c' = 2b' \text{ jika } 2b' < 2a' \quad (2.9)$$

$$A_{fr} = L_2 L_3 \quad (2.10)$$

$$A_u = \left[\pi d_o (L_1 - \delta N_f L_1) N_t \right] + \left(2 L_3 L_2 - \pi d_o^2 \frac{N_t}{4} \right) \quad (2.11)$$

$$A_f = \left[\frac{2\pi(d_e^2 - d_o^2)}{4} + \pi d_e \delta \right] N_f L_1 N_t \quad (2.12)$$

$$A_t = A_f + A_u \quad (2.13)$$

$$A_i = \frac{\pi}{4} d_i^2 N_t \quad (2.14)$$

Keterangan d_e : Diameter *fin*

d_i : Diameter dalam *tube*

d_o : Diameter luar *tube*

L_1 : Panjang *tube*

L_2 : Panjang *header*

L_3 : Tinggi *header*
 δ : Tebal *fin*
 N_f : Jumlah *fin* tiap inch
 N_t : Jumlah *tube*
 X_t : Jarak antar tube searah transversal

2.5.3 Konveksi Dalam *Tube Banks*

Perpindahan panas melalui *tube banks* banyak dijumpai dalam aplikasi dunia industri seperti *air cooled*. *Tube banks* memiliki dua macam susunan pipa, yaitu susunan secara *aligned* maupun susunan secara *staggered* yang dapat dilihat pada Gambar 2.7. Nilai X_L, X_T, d_o, d_i berturut-turut adalah 2,625 ; 2,3125 ; 1 ; 0,87 inch. L_1, L_2, L_3 secara berturut-turut menunjukkan panjang *header*, lebar *header* dan panjang *tube* . Nilai L_1, L_2, L_3 secara berturut-turut adalah 7,125 inch, 113,375 inch dan 35,47 inch. Konfigurasi susunan pipa dipengaruhi oleh diameter tube (D), jarak transversal antar tube (X_T), dan jarak longitudinal antar tube (X_L).

Aircooled condenser memiliki tipe *extruded finned tube* dengan susunan secara *staggered*. *Tube banks* terdiri dari 7 baris dengan jumlah 50 atau 49 buah *tube* setiap baris. Panjang masing-masing *tube* adalah 35,47 ft dengan jumlah *fin* 10 buah setiap inch.

Koefisien perpindahan panas secara konveksi dari udara dengan kecepatan tertentu ke sisi *tube bank* susunan *staggered* dapat diketahui melalui pendekatan analisa termal. Untuk aliran udara yang melintasi *tube banks* yang tersusun jumlah barisnya kurang dari 20 ($N_L < 20$), **Zukauskas** merumuskan bahwa

$$Nu = C_1 \cdot C_2 \cdot Re^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (2.15)$$

Keterangan	Nu	= Nusselt number
	Re	= Reynolds Number
	Pr	= Prandlt Number yang dievaluasi pada temperatur fluida
	Prs	= Prandlt Number yang dievaluasi pada temperatur rata-rata fluida

C_1 dan m dapat dilihat pada Tabel 2.1
 C_2 pada Tabel 2.2.

Reynolds number merupakan bilangan tak berdimensi yang merupakan rasio antara gaya inersia dengan viskositas.

$$Re = \frac{V_{max} D_h}{\nu} \quad (2.16)$$

$$D_h = \frac{4L_1 A_{min}}{A_t} \quad (2.17)$$

dengan V_{max} = kecepatan maksimal fluida $\left(\frac{ft}{jam}\right)$
 D_h = diameter *hydraulic* (ft)
 ν = viskositas kinematik $\left(\frac{m^2}{jam}\right)$

Koefisien perpindahan panas konveksi sisi udara dapat diketahui melalui persamaan

$$h_o = Nu \frac{k}{D_h} \quad (2.18)$$

dengan h_o = koefisien perpindahan panas konveksi
sisi udara $\left(\frac{W}{m^2.C}\right)$
 k = koefisien konduksi $\left(\frac{W}{m.C}\right)$

Tabel 2.1 Konstanta untuk persamaan 2.15

Konfigurasi	$Re_{D,maz}$	C	m
<i>Staggered</i>	$10 - 10^2$	0,90	0,40
<i>Staggered</i> ($S_T/S_L > 0,7$)	$10^3 - 2 \cdot 10^3$	0,27	0,63
<i>Staggered</i> ($S_T/S_L < 2$)	$10^3 - 2 \cdot 10^5$	0,35 (S_T) ^{1/5}	0,60
<i>Staggered</i> ($S_T/S_L > 2$)	$10^3 - 2 \cdot 10^5$	0,40	0,60
<i>Staggered</i>	$2 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^6$	0,022	0,84

Tabel 2.2 Faktor koreksi C2 untuk persamaan 2.15 untuk NL < 10

N _L	1	2	3	4	5
<i>Aligned</i>	0,64	0,80	0,87	0,90	0,92
<i>Staggered</i>	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92
	6	7	8	9	
<i>Aligned</i>	0,94	0,96	0,98	0,99	
<i>Staggered</i>	0,95	0,97	0,98	0,99	

2.5.4 Kondensasi Dalam Tube Horizontal

Kondensasi dalam *tube* horizontal dipengaruhi oleh beberapa faktor, diantaranya kecepatan fluida yang mengalir di dalam *tube*, fraksi massa uap (X) properti fluida. untuk mengetahui bentuk aliran dalam *tube* digunakan persamaan 2.19 dan 2.20.

$$G = \frac{\dot{m}_h}{A_{min}} \quad (2.19)$$

$$j_g = \frac{X G}{[g_c d_i \rho_g (\rho_l - \rho_g)]^{0,5}} \quad (2.20)$$

Keterangan G : mass velocity $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr}}\right)$

X : fraksi massa

ρ_l : densitas cair $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$

ρ_g : densitas gas $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$

Apabila nilai $G > 1,5$ dan $j_g > 1$ maka untuk menentukan koefisien konveksi yang terjadi dalam *tube* digunakan persamaan sebagai berikut

$$Nu_i = \frac{h_i d_i}{k_l} = Pr_l (Re_l)^{0,9} \left(\frac{F_1 X_{tt}}{F_2} \right) \quad (2.21)$$

Dengan X_{tt} = Martinelli parameter dan dihitung dengan persamaan 2.22

h_i = Koefisien perpindahan panas konveksi dalam *tube* $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}\right)$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-X}{X}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0,1} \quad (2.22)$$

$$F_1 = \frac{0,15}{X_{tt}} + \frac{2,85}{X_{tt}^{0,476}} \quad (2.23)$$

$$F_2 = 5Pr_l + 5\ln[1 + Pr_l(0,0963Re_l^{0,585} - 1)] \quad (2.24)$$

2.5.5 Analisis Effectiveness Air Cooled Heat Exchanger

Effectiveness digunakan untuk menganalisa unjuk kerja dari alat penukar kalor. *Effectiveness air cooled heat exchanger* diperoleh dari persamaan 2.25. C_{\min} yang menupakan nilai terkecil antara C_h dengan C_c .

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (2.25)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2.26)$$

$$C_h = \dot{m}_h \times cp_h \quad (2.27)$$

$$C_c = \dot{m}_c \times cp_c \quad (2.28)$$

Tahanan termal dari *air cooled condenser* dapat dilihat pada Gambar 2.9 untuk menghitung nilai *overall heat transfer* digunakan persamaan 2.32.

$$R_t = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{h_i A_i} + R_w + \frac{R_{fo}}{h_o A_o} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \quad (2.29)$$

$$U = \frac{1}{R_t A_t} \quad (2.30)$$

dengan : h_o : koefisien perpindahan panas konveksi udara

$$\left(\frac{W}{m^2.C}\right)$$

A_o : luas permukaan *fin* (m^2)

r_f : jari-jari *fin* (m)

r_o : jari-jari luar *tube* (m)

r_i : jari-jari dalam *tube* (m)

k : koefisien konduksi bahan $\left(\frac{W}{m.C}\right)$

L : panjang (m)

- h_i : koefisien perpindahan panas konveksi fluida panas $\left(\frac{W}{m^2 \cdot C}\right)$
 A_i : luas permukaan dalam *tube* (m^2)
 R_t : tahanan termal total
 A_t : luasan penampang totat (m^2)
 U : *overall heat transfer* $\left(\frac{W}{m^2 \cdot C}\right)$

Nilai *pressure drop* sisi udara dapat dihitung melalui persamaan 2.25

$$\frac{\Delta P}{p_i} = \frac{G^2}{2g_c \rho_i p_i} \left[f \frac{L}{r_h} \frac{\rho_i}{\rho_o} + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] \quad (2.31)$$

- dengan : ΔP : *pressure drop* sisi udara
 p_i : tekanan udara masuk
 g_c : *specific gravity*
 ρ_i : densitas udara masuk
 ρ_o : densitas udara keluar
 r_h : jari jari fin dari pusat *tube*

Nilai *pressure drop* mempengaruhi *pumping power* (\mathcal{P}). Semakin besar nilai *pressure drop* udara maka nilai *power fan* akan semakin besar sesuai persamaan 2.32

$$\mathcal{P} = \frac{\dot{m} \Delta P}{\rho} \quad (2.32)$$

2.6 Penelitian Terdahulu

2.6.1 Kamran Hirbodi , Mahmood Yaghoubi

Tahun 2013, Kamran Hirbodi dan Mahmood Yaghoubi melakukan penelitian yang berjudul “*Experimental Investigation of Natural Dehumidification Over an Annular Finned Tube*”. Penelitian ini mempelajari perpindahan panas melalui *horizontal annular finned tube* secara eksperimen. Percobaan dilakukan dengan variasi suhu udara sekeliling sebesar 25°C, 30°C dan 35°C, kelembaban relatif sebesar 40%, 50%, 60%, 70% dan temperatur *fin* sebesar 4°C, 6°C dan 8°C selama 420 menit setiap percobaan. Dari hasil penelitian didapatkan nilai *dew point temperature* dari

setiap variasi sudut, kelembaban relatif dan temperatur *fin* yang divariasikan.

Tabel 2. 3 Variasi rata-rata laju perpindahan panas untuk perubahan temperatur sekeliling dan temperatuur *fin* 1°C dan kelembaban udara 1%

Temperatur sekeliling	Kelembaban relatif	Temperatur <i>fin</i>
9,4%	1,5%	6,5%

Hasil yang didapatkan pada penelitian ini, dengan dilakukan variasi temperatur sekeliling dan temperatur *fin* akan menghasilkan perbedaan temperatur (ΔT) yang berbeda-beda. Gambar 2.10 menunjukkan dengan kenaikan kelembaban relatif untuk (ΔT) konstan akan meningkatkan laju perpindahan panas (*heat transfer rate*). Gambar 2.10 juga menjelaskan bahwa semakin besar nilai (ΔT) pada kelembaban relatif yang sama menghasilkan laju perpindahan panas yang lebih besar. Tabel 2.3 menunjukkan bahwa parameter yang paling mempengaruhi laju perpindahan panas adalah suhu udara sekeliling. Dengan kelembaban relatif dan temperatur *fin* konstan, dengan kenaikan suhu udara sekeliling sebesar 1°C maka laju perpindahan panas akan meningkat sebesar 9,4 %.

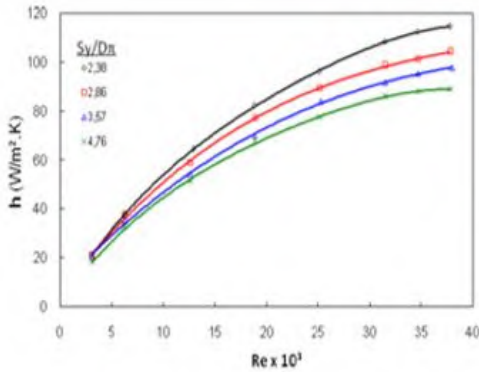
2.6.2 Akhyar Wahyu Rokhadi

Akhyar Wahyu Rokhadi pada 2010 melakukan penelitian berjudul “Pengujian Karakteristik Perpindahan Panas Dan Penurunan Tekanan Dari Sirip - Sirip Pin Ellips Susunan Selang-Seling Dalam Saluran Segiempat”. Tujuan penelitian ini adalah mengetahui karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan yang terjadi pada sirip-sirip pin elips susunan *staggered*. Penelitian dilakukan dengan variasi kecepatan aliran udara masuk dan jarak antar titik pusat sirip dalam arah aliran udara (S_y/D_π) seperti pada tabel 2.4

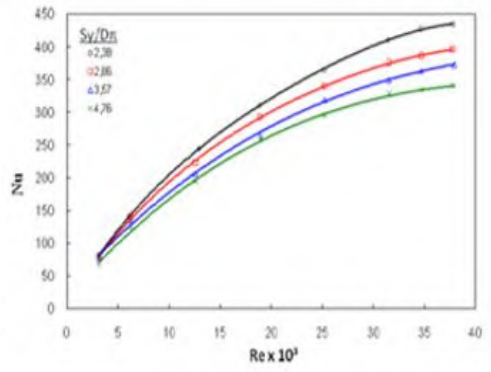
Tabel 2. 4 Spesifikasi spesimen penelitian

Spesimen	S_x	S_y	Total sirip pin (N_f)	S_y/D_π
1	37,5 mm	25 mm	25	2,38
2	37,5 mm	30 mm	21	2,86
3	37,5 mm	37,5 mm	18	3,57
4	37,5 mm	50 mm	14	4,76
5	Plat tanpa sirip		0	0

Hasil penelitian yang didapatkan dapat dilihat pada Gambar 2.11 dan Gambar 2.12. Gambar 2.11(a) menunjukkan dengan kenaikan bilangan *Reynolds* yang dipengaruhi oleh kecepatan udara meningkatkan nilai *Nusselt number* pada keseluruhan nilai S_y/D_π . Gambar 2.11(b) menunjukkan dengan kenaikan bilangan *Reynolds* meningkatkan nilai koefien perpindahan panas konveksi rata-rata pada keseluruhan nilai S_y/D_π . Gambar 2.12(a) menunjukkan bahwa penambahan sirip pin menyebabkan penurunan tekanan yang signifikan dibanding plat tanpa sirip. Hal ini disebabkan dengan semakin besar nilai S_y/D_π , maka jumlah sirip pin akan berkurang sehingga tahanan terhadap aliran udara semakin berkurang. Pada gambar 2.12(b) dengan S_y/D_π yang semakin kecil didapatkan unjuk kerja termal (η) yang semakin besar.

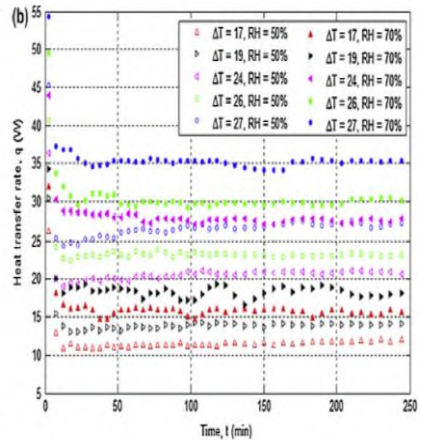
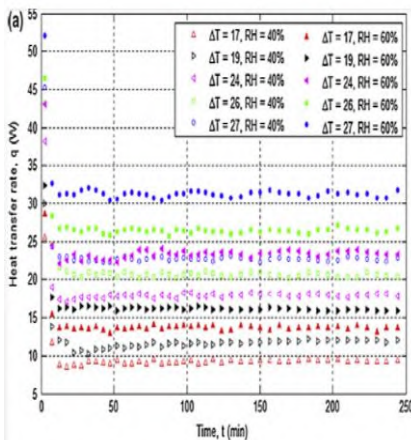


(a)

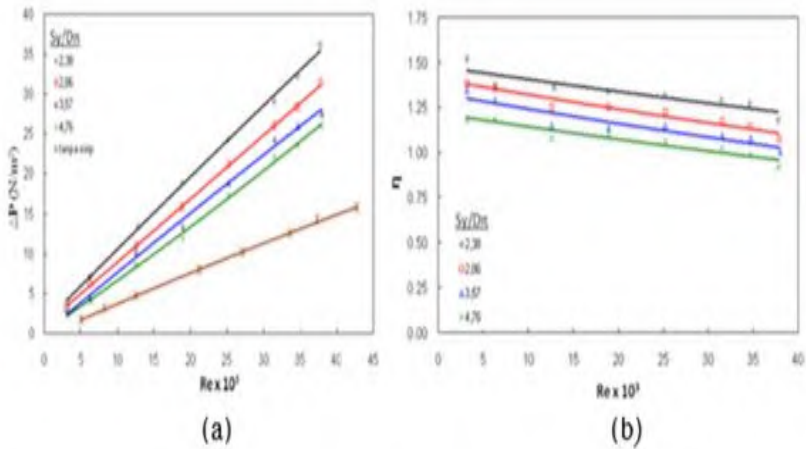


(b)

Gambar 2. 8 (a) Grafik bilangan Reynolds terhadap bilangan Nusselt pada $Sy/D\pi = 3,57$ (b) Grafik bilangan Reynolds terhadap koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pada $Sy/D\pi = 3,57$



Gambar 2. 9 Grafik pengaruh ΔT terhadap laju perpindahan panas



Gambar 2. 10 (a) Grafik pengaruh bilangan Reynolds terhadap penurunan tekanan pada $Sy/D\pi = 3,57$
 (b) Grafik pengaruh bilangan Reynolds terhadap unjuk kerja termal

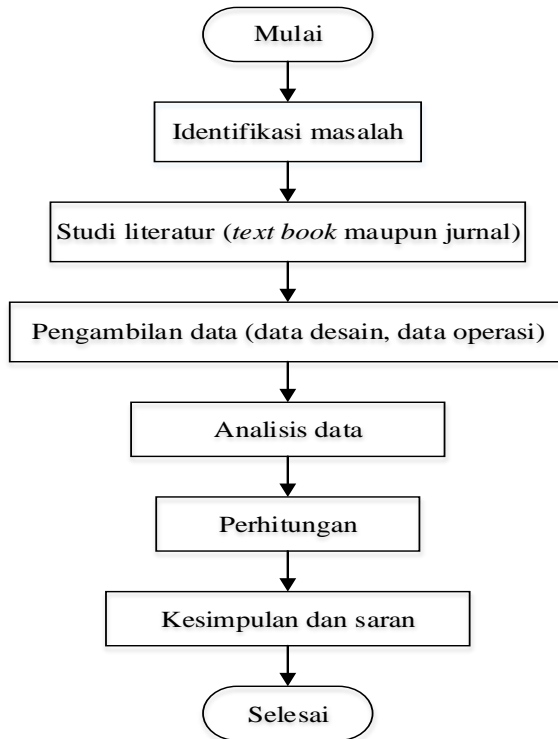
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 3

METODOLOGI

Metodologi adalah kerangka dasar dari penyelesaian tugas akhir yang dibuat. Pada pembuatan tugas akhir, metodologi mencakup semua kegiatan yang dilaksanakan untuk memecahkan masalah atau proses analisis terhadap topik tugas akhir.

Kerangka berfikir yang digunakan dalam pembuatan tugas akhir dapat dilihat pada *flowchart* penelitian seperti Gambar 3.1.



Gambar 3. 1 *Flowchart* penelitian tugas akhir

3.1 *Flowchart* Penelitian

Identifikasi masalah merupakan tahapan awal dari penentuan topik tugas akhir. Proses pengidentifikasian masalah ditentukan dengan melihat kondisi proses secara keseluruhan yang terjadi pada *Central Processing Plant* (CPP) Senoro, Sulawesi Tengah. Dari hasil pengenalan proses pada CPP Senoro maka ditetapkan suatu peralatan yang beroperasi tidak sesuai desain untuk diangkat menjadi topik tugas akhir. Permasalahan yang diangkat dalam tugas akhir ini adalah analisa performa *air cooled condenser* SNO-E-2208 *Joint Operating Body* Pertamina-Medco E&P Tomori Sulawesi.

Studi literatur dilaksanakan dengan tujuan untuk menambah wawasan dan pengetahuan mengenai topik yang diangkat pada tugas akhir. Adapun studi literatur berasal dari *textbook*, *manual book operation*, jurnal ilmiah maupun dari sumber internet yang terpercaya.

Pengambilan data dilakukan pada *air cooled condenser* SNO-E-2208 *Joint Operating Body* Pertamina-Medco E&P Tomori Sulawesi selama 9 hari berturut turut. Data yang diambil adalah data operasi yang terdiri dari temperatur operasi dari *air cooled condenser* SNO-E-2208. Selain dari data operasi diperlukan juga data desain dari *air cooled condenser* SNO-E-2208 yang mencakup *process flow diagram*, *mass heat balance*, PnID, dan *drawing equipment*.

Perhitungan yang akan dilakukan adalah perhitungan berdasarkan analisis termal termodinamika. Perhitungan bertujuan untuk mengetahui penyebab terjadinya penurunan performa *air cooled condenser* SNO-E-2208. Perhitungan melibatkan kondisi operasi dan data desain. Perhitungan performa juga dilakukan dengan menggunakan variasi sudut kipas (*fan*) untuk mengetahui pengaruhnya terhadap performa *air cooled condenser* SNO-E-2208.

Dari perhitungan diperoleh sejumlah data yang kemudian dianalisis. Analisis ini akan mencakup kajian penyebab penurunan performa. Penurunan performa akan dianalisis melalui

perbandingan efektifitas (ϵ) terhadap variasi sudut *fan* dan pengaruh sudut *fan* terhadap koefisien konveksi.

Kesimpulan dan saran dari tugas akhir ini berupa jawaban dari masalah masalah yang dianalisis. Dari jawaban permasalahan tersebut maka timbul saran agar untuk meningkatkan performa dari *air cooled condenser* SNO-E-2208.

3.2 Objek Penelitian

Objek penelitian pada tugas akhir kali ini adalah *air cooled condenser* SNO-E-2208 yang digunakan untuk mengkondensasi H_2S . Jenis *air cooled condenser* yang digunakan pada *Joint Operating Body* Pertamina-Medco Tomori adalah *induced draft air cooled* dengan skema pada Gambar 3.2. Spesifikasi *air cooled condenser* dicantumkan pada tabel 3.1 dan data operasional terlampir.

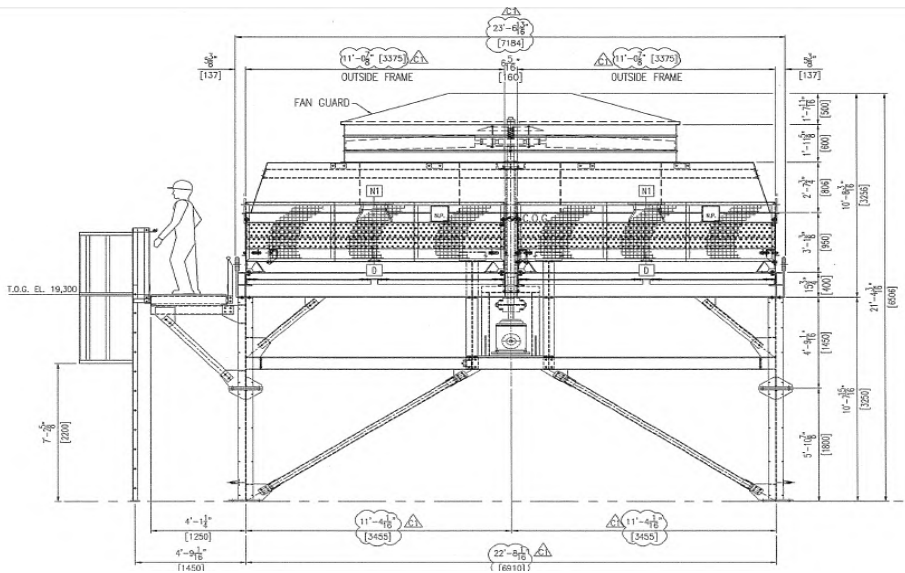
Tabel 3.1 Spesifikasi *air cooled condenser*

Tipe	<i>Induced draft air cooled</i>
Buatan	PT. Heat Exchanger Indonesia
Ukuran <i>bay</i> (P x L)	45,93 ft x 25,75 ft
Total <i>fan</i>	2
<i>Heat exchanged</i> per unit	(20,51 x 1,1) MMBtu
Total <i>row</i>	7
Susunan <i>tube</i>	<i>Staggered</i>
Jumlah <i>tube</i> per <i>row</i>	49/51
Total <i>tube</i>	347
Temperatur fluida panas masuk	224,6 °F
Temperatur fluida panas keluar	120 °F (48,89°C)
Temperatur udara masuk	100 °F
Temperatur udara keluar	144,3 °F
Sudut <i>fan blade</i>	22°
Laju alir massa fluida panas	(65.238 x 1,1)lb/hr
Laju alir massa udara per	4.231.656 lb/hr
Kecepatan fluida panas masuk	34,66 ft/s

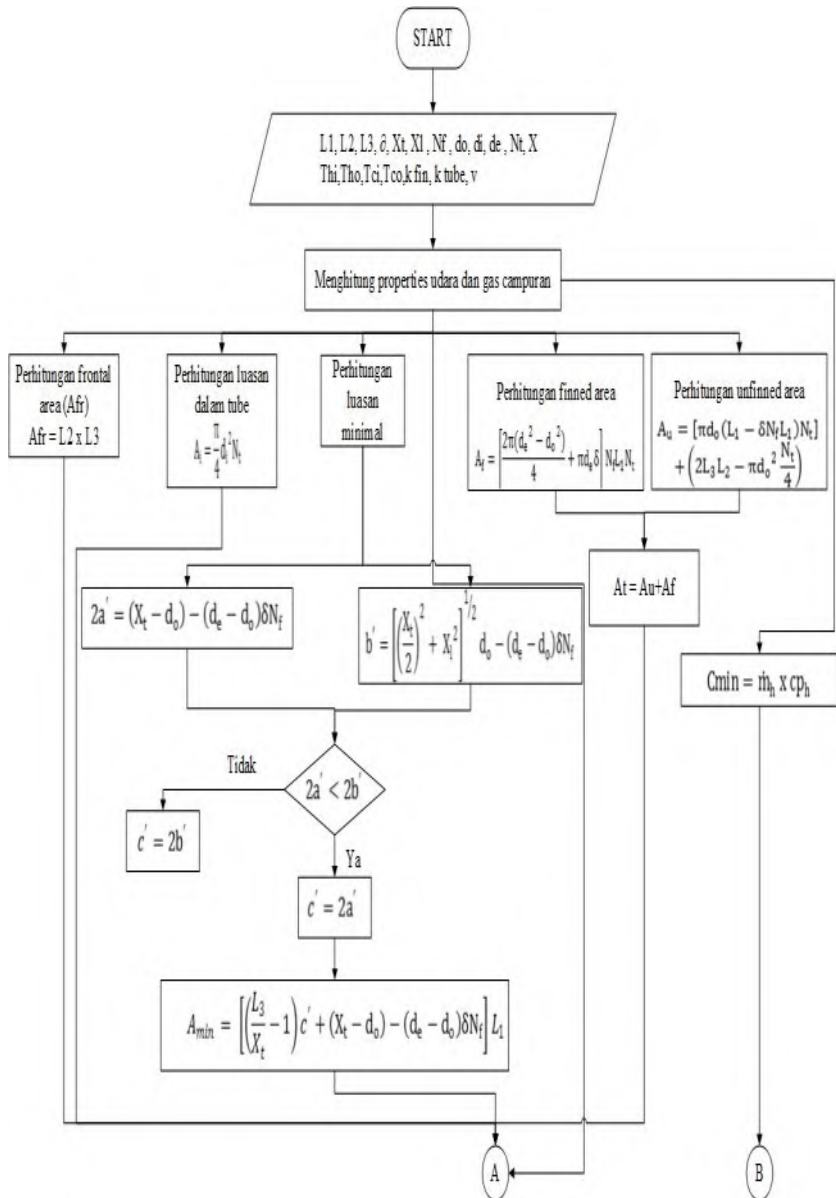
Kecepatan udara masuk per <i>fan</i>	10,081 ft/s
--------------------------------------	-------------

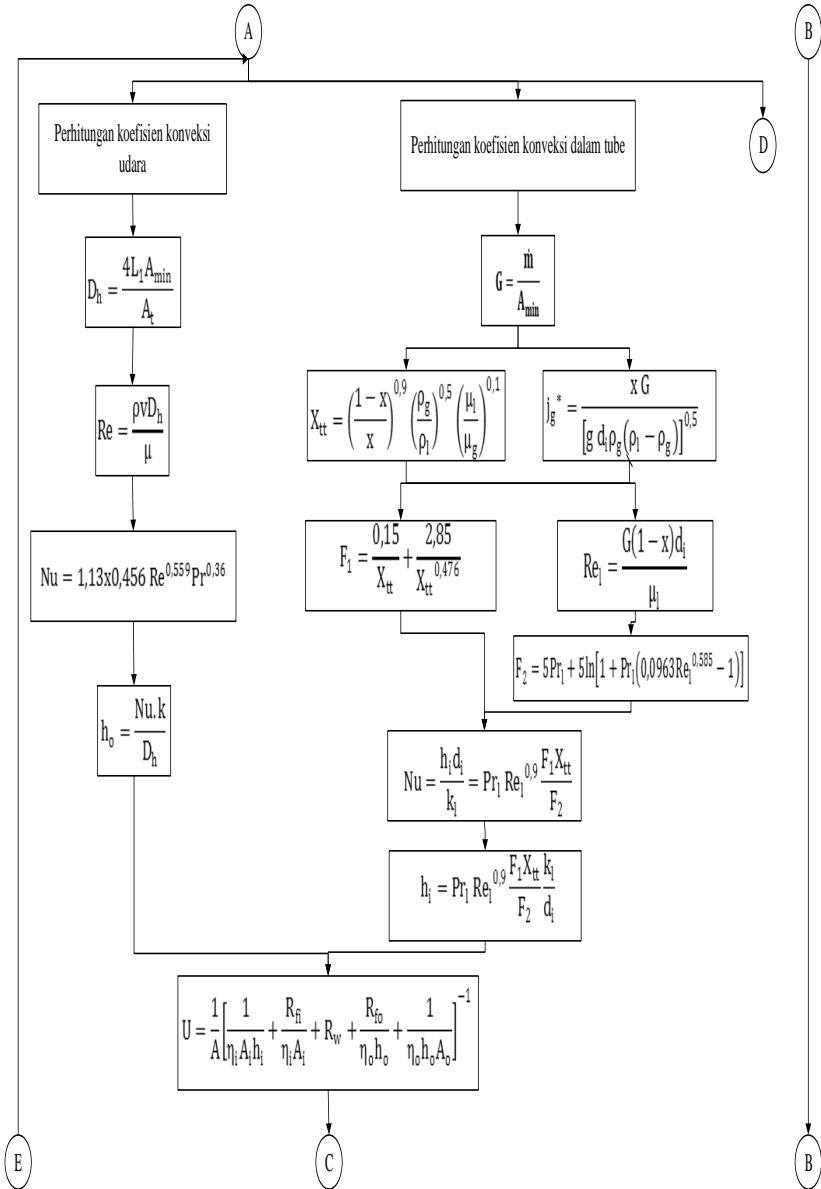
3.3 Flowchart Perhitungan

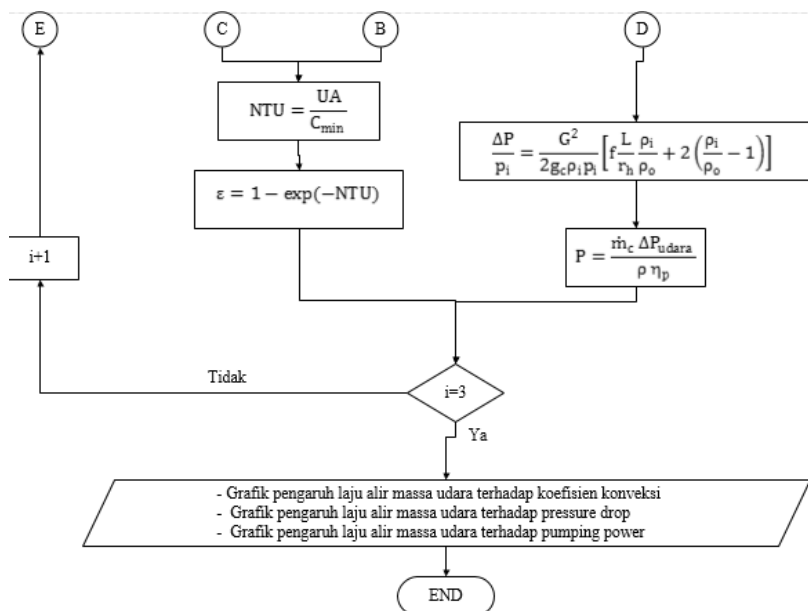
Langkah-langkah dalam perhitungan performa *air cooled condenser* SNO-E-2208 dapat dilihat pada *flowchart* pada Gambar 3.3



Gambar 3. 2 Skema *air cooled condenser*







Gambar 3. 3 Flowchart *perhitungan*

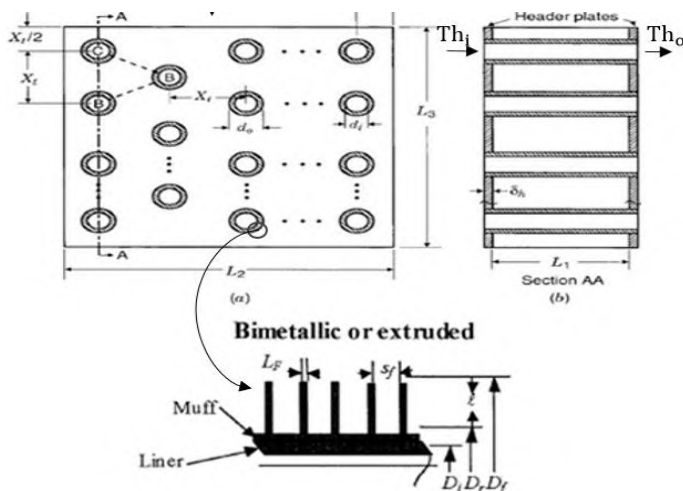
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 4

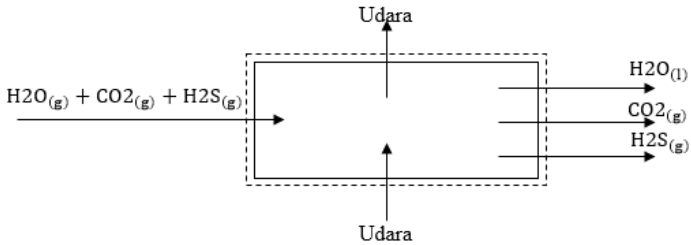
ANALISIS DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Operasi Air Cooled Heat Exchanger

Air cooled heat exchanger merupakan alat penukar panas jenik kompak yang digunakan untuk mengkondensasi CO_2 dan H_2S . *Air cooled heat exchanger* pada JOB Pertamina-Medco Tomori didesain dengan kondisi operasi fluida panas masuk dengan suhu $224,6^\circ\text{F}$ dan suhu keluar $48,89^\circ\text{C}$ menggunakan fluida pendingin berupa udara dengan suhu masuk udara sebesar 100°F . Kondisi operasi yang terjadi di JOB Pertamina-Medco saat ini adalah suhu keluar fluida panas melebihi suhu desain yang diinginkan. Dalam upaya untuk mengetahui laju perpindahan panas pada *air cooled heat exchanger* maka dilakukanlah analisis pada tugas akhir ini. Tugas akhir ini diharapkan dapat menghasilkan analisis thermal laju perpindahan panas pada *air cooled heat exchanger* jika dilakukan variasi terhadap besarnya



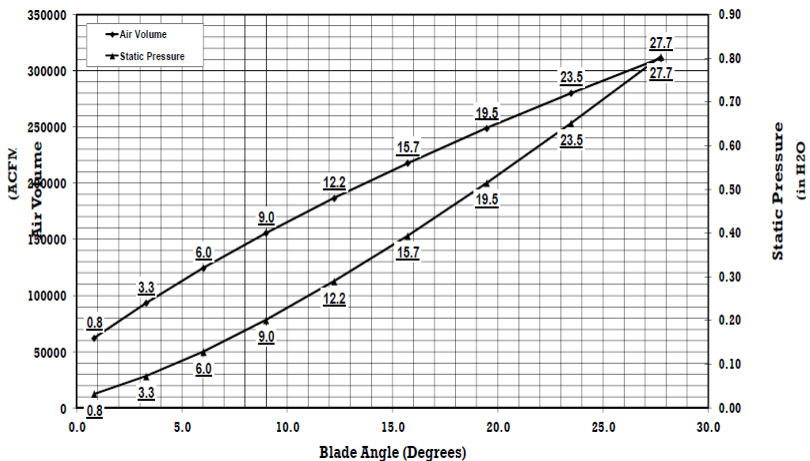
Gambar 4. 1 Sketsa *air cooled heat exchanger*



Gambar 4. 2 Aliran pada *air cooled heat exchanger*

laju alir masa udara sehingga didapatkan nilai Tho sesuai desain. Pengambilan data operasi dilakukan selama 9 hari berturut-turut. Pengambilan data dilaksanakan pada 1 Februari 2016 sampai 9 Februari 2016. Data yang diperoleh dapat dilihat pada tabel 4.1 skema gambar seperti pada Gambar 4.1 dan Gambar 4.2.

Variasi laju alir massa udara pada *air cooled heat exchanger* diperoleh dari perubahan sudut *fan* (α). *Fan* pada *air cooled heat exchanger* merupakan tipe *adjustable fan*. Hubungan antara besar



Gambar 4. 3 Hubungan besar sudut fan terhadap laju alir massa udara

sudut *fan* dengan besarnya laju alir massa udara yang masuk dapat dilihat pada Gambar 4.3.

Tabel 4. 1 Data dimensi dan operasi *air cooled heat exchanger*

Data Dimensi			Data Operasi			
	inch	ft	Tanggal	Thi (°C)	Tho (°C)	Tci (°C)
L1	425,160	35,430	1 Feb 2016	139,68	56,82	36,41
L2	130,875	10,906	2 Feb 2016	114,80	56,15	34,02
L3	17	1,417	3 Feb 2016	114,78	55,40	34,17
δ	0,02	0,0017	4 Feb 2016	114,79	56,01	35,05
Xt	2,312	0,193	5 Feb 2016	114,71	54,45	34,67
Xl	2,625	0,219	6 Feb 2016	114,66	52,52	34,17
do	1	0,083	7 Feb 2016	114,62	52,73	33,54
di	0,87	0,0725	8 Feb 2016	114,71	55,06	32,75
de	2,25	0,1875	9 Feb 2016	115,01	57,34	33,54
Nf	10	fin/inch				
Nt	347					

4.2 Contoh Perhitungan

- **Data sifat fluida kerja**

Fluida kerja dalam *tube* pada *air cooled heat exchanger* berupa gas campuran dengan data sifat fluida dievaluasi pada *bulk temperature*. Data sifat fluida dalam *tube* maupun udara dapat dilihat pada Tabel 4.2. Fluida pendingin dievaluasi pada *bulk temperature*.

Tabel 4. 2 Data thermal fluida

	Fluida Panas	Udara
Temperatur masuk ($^{\circ}\text{C}$)	107	37,78
Temperatur keluar ($^{\circ}\text{C}$)	161,13	179,74
<i>Density liquid</i> (kg/m^3)	924,312	
<i>Density gas</i> (kg/m^3)	2,419	1,084
Viskositas <i>liquid</i> ($\text{N.s}/\text{m}^2$)	$1,407 \cdot 10^{-4}$	$1,96 \cdot 10^{-5}$
Viskositas gas ($\text{N.s}/\text{m}^2$)	$6,201 \cdot 10^{-6}$	1,008
Spesifik panas ($\text{kJ}/\text{kg.K}$)	4,355	0,028
Bilangan Prandlt	0,908	0,704

- **Data luasan *air cooled heat exchanger***

Luasan *air cooled heat exchanger* dihitung secara manual seperti terlampir pada lampiran. Hasil akhir perhitungan luasan dapat dilihat pada Tabel 4.3

Tabel 4. 3 Data luasan *air cooled heat exchanger*

Luasan minimal (A_{\min})	$3320,844 \text{ in}^2$	$23,061 \text{ ft}^2$
Luasan frontal (A_{fr})	$2224,875 \text{ in}^2$	$15,451 \text{ ft}^2$
Luas tanpa fin (A_u)	$374.501,626 \text{ in}^2$	$2600,706 \text{ ft}^2$
Luas dengan fin (A_f)	$9.618.141,604 \text{ in}^2$	$66.792,65 \text{ ft}^2$
Luas total (A_t)	$999.267,264 \text{ in}^2$	$6.939,356 \text{ ft}^2$
Luas dalam <i>tube</i> (A_i)	$115.811,424 \text{ in}^2$	$804,246 \text{ ft}^2$

- **Perhitungan koefisien konveksi udara**

Koefisien konveksi sisi udara dihitung menggunakan persamaan 2.11. Contoh perhitungan koefisien konveksi udara dapat dilihat sebagai berikut.

$$D_h = \frac{4L_1 A_{\min}}{A_t}$$

$$D_h = \frac{4 \left(425,160 \text{ inch} \left| \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ inch}} \right| \right) 23,061 \text{ ft}^2}{6.939,356 \text{ ft}^2} = 0,047 \text{ ft}$$

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu}$$

$$Re = \frac{(0,068 \text{ lb/ft}^3) (1274,09 \text{ ft/hr}) (0,047 \text{ ft})}{0,047 \text{ lbm/ft.hr}} = 85,843$$

$$Nu = 1,13 \times 0,456 Re^{0,559} Pr^{0,36}$$

$$Nu = 1,13 \times 0,456 (85,843)^{0,559} (0,704)^{0,36} = 5,486$$

$$h_o = \frac{Nu \cdot k}{D_h}$$

$$h_o = \frac{5,486 (0,016 \text{ Btu/hr.ft.F})}{0,047 \text{ ft}}$$

$$h_o = 1,886 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.ft}^2 \cdot \text{F}} \left| \frac{1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}}{0,17611 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.ft}^2 \cdot \text{F}}} \right| = 10,708 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

- **Perhitungan *pressure drop* sisi udara**

$$\Delta P_{\text{udara}} = \frac{G^2}{2\rho_i} \left[f \frac{A_t}{A_{\min}} \frac{\rho_i}{\rho_o} + (1 + \sigma^2) + \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right]$$

$$G = \frac{\rho v_{\max} A_{\text{fr}}}{A_{\min}}$$

$$G = \frac{(0,068 \text{ lb/ft}^3)(1274,09 \text{ ft/hr})(15,451 \text{ ft}^2)}{23,061 \text{ ft}^2}$$

$$G = 57,771 \text{ lb/ft}^2 \cdot \text{hr}$$

$$\Delta P_{\text{udara}} = \frac{\left(57,771 \frac{\text{lb}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2}\right)^2}{2 \left(0,07 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}\right)} \left[0,07 \left(\frac{6.939,356 \text{ ft}^2}{23,061 \text{ ft}^2} \right) \left(\frac{0,07 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}}{0,065 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}} \right) \right. \\ \left. + (1 + 1,493^2) + \left(\frac{0,07 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}}{0,065 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}} - 1 \right) \right]$$

$$\Delta P_{\text{udara}} = 5.199.625,101 \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{hr}^2} \left| \frac{1,149 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}}{\frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{hr}^2}} \right| \left| \frac{1 \text{ Pa}}{1 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}} \right| \\ = 5.974,369 \text{ Pa}$$

- Perhitungan *power*

$$P = \frac{\dot{m}_c \Delta P_{\text{udara}}}{\rho \eta_p}$$

$$P = \frac{\left(1135000 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}\right) \left(5.199.625,101 \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{hr}^2}\right)}{0,85 \left(0,068 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}\right)} \left| \frac{9,04 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^3}}{1 \frac{\text{lb} \cdot \text{ft}^2}{\text{hr}^3}} \right| \left| \frac{1 \text{ W}}{1 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^3}} \right| \left| \frac{1 \text{ kW}}{100 \text{ W}} \right| \\ P = 30,436 \text{ kW}$$

- Perhitungan koefisien konveksi gas campuran

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{\min}}$$

$$G = \frac{65.238 \text{ lb/hr}}{23,061 \text{ ft}^2} = 2.828,881 \frac{\text{lb/hr}}{\text{ft}^2}$$

$$j_g^* = \frac{x G}{[g d_i \rho_g (\rho_l - \rho_g)]^{0,5}}$$

$$j_g^* = \frac{0,724 \left(32,185 \text{ ft/s}^2 \right)}{\left[\left(32,185 \text{ ft/s}^2 \right) (0,0725 \text{ ft}) \left(0,151 \text{ lb/ft}^3 \right) (58,829 - 0,151) \text{ lb/ft}^3 \right]^{0,5}}$$

$$j_g^* = 450,443 \text{ ft}^3/\text{lb.s}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0,1}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-0,724}{0,724} \right)^{0,9} \left(\frac{0,151 \text{ lb/ft}^3}{58,829 \text{ lb/ft}^3} \right)^{0,5} \left(\frac{0,340 \text{ lbm/ft.hr}}{0,015 \text{ lbm/ft.hr}} \right)^{0,1}$$

$$= 0,029$$

Dengan $j_g^* > 1,5$ dan $X_{tt} < 1$ maka aliran dalam *tube* adalah ***mist and annular***

$$Nu = \frac{h_i d_i}{k_l} = Pr_l Re_l^{0,9} \frac{F_1 X_{tt}}{F_2}$$

$$F_1 = \frac{0,15}{X_{tt}} + \frac{2,85}{X_{tt}^{0,476}}$$

$$F_1 = \frac{0,15}{0,029} + \frac{2,85}{0,029^{0,476}} = 20,518$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_l}$$

$$Re_l = \frac{2.828,881 \text{ lb/hr.ft}^2 (1-0,724)0,0725 \text{ ft}}{0,340 \text{ lbm/ft.hr}} = 166,245$$

$$F_2 = 5Pr_l + 5\ln[1 + Pr_l(0,0963Re_l^{0,585} - 1)]$$

$$F_2 = 5(0,908) + 5\ln[1 + 0,908(0,0963(166,245)^{0,585} - 1)]$$

$$= 7,57$$

$$h_i = Pr_l Re_l^{0,9} \frac{F_1 X_{tt} k_l}{F_2 d_i}$$

$$h_i = 0,908(166,245)^{0,9} \frac{20,518(0,029)^{0,39} \text{ Btu/hr. ft. F}}{7,57} \frac{0,39}{0,0725 \text{ ft}}$$

$$h_i = 2429,677 \frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2 \cdot \text{F}} \left| \frac{1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}}{0,17611 \frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2 \cdot \text{F}}} \right|$$

$$= 13.796,363 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

• **Perhitungan Effectiveness**

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{1}{A} \left[\frac{1}{\eta_i A_i h_i} + \frac{R_{fi}}{\eta_i A_i} + R_w + \frac{R_{fo}}{\eta_o h_o} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \right]^{-1} \frac{A}{C_{\min}}$$

$$NTU = \frac{1}{C_{\min}} \left[\frac{1}{\eta_i A_i h_i} + \frac{R_{fi}}{\eta_i A_i} + R_w + \frac{R_{fo}}{\eta_o h_o} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \right]^{-1}$$

$$NTU = \frac{1}{67.847,52 \frac{\text{Btu}}{\text{hr. F}}} \left[\frac{1}{804,246 \text{ ft}^2 \left(2429,677 \frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2 \cdot \text{F}} \right)} + \frac{0,002 \frac{\text{ft}^2 \cdot \text{hr. F}}{\text{Btu}}}{804,246 \text{ ft}^2} \right. \\ \left. + 7,72 \cdot 10^{-5} \frac{\text{hr. F}}{\text{Btu}} + \frac{0,002 \frac{\text{ft}^2 \cdot \text{hr. F}}{\text{Btu}}}{0,875 \left(2,554 \frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2 \cdot ^\circ \text{F}} \right)} \right. \\ \left. + \frac{1}{0,875 \left(0,316 \frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2 \cdot ^\circ \text{F}} \right) (66.792,65 \text{ ft}^2)} \right]^{-1}$$

$$NTU = 2,053$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-2,053)$$

$$\varepsilon = 0,802$$

• **Perhitungan suhu keluar udara (Tco)**

Nilai temperatur keluar udara dapat dihitung dari nilai *effectiveness* yang telah diperoleh seperti berikut

$$\varepsilon = \frac{(\dot{m} \cdot cp)_u (T_{co} - T_{ci})}{(\dot{m} \cdot cp)_{hot} (T_{hi} - T_{ci})}$$

$$T_{co} = T_{ci} + \varepsilon \frac{(\dot{m} \cdot cp)_{hot} (T_{hi} - T_{ci})}{(\dot{m} \cdot cp)_u}$$

$$T_{co} = 100^\circ\text{F} + 0,802 \frac{\left(65.238 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \cdot 0,35 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}}\right) (224,6 - 100)^\circ\text{F}}{\left(1.125.000 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \cdot 0,24 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}}\right)}$$

$$T_{co} = 143,603^\circ\text{F} = 62,00^\circ\text{C}$$

- **Perhitungan suhu keluar fluida panas setelah variasi (Tho)**

Dengan nilai Tho=T4 maka nilai Tho dengan variasi laju alir massa udara sebesar 632.761 kg/hr sebagai berikut

$$\sum E_{in} = \sum E_{out}$$

$$(\dot{m}c_p)_{H_2O} T_1 - (\dot{m}c_p)_{H_2O} T_2 + (\dot{m}h_{fg})_{H_2O} + (\dot{m}c_p)_{H_2O} T_3 - (\dot{m}c_p)_{H_2O} T_4$$

$$+ (\dot{m}c_p)_{CO_2} T_3 - (\dot{m}c_p)_{CO_2} T_4 + (\dot{m}c_p)_{H_2S} T_1$$

$$- (\dot{m}c_p)_{H_2S} T_4 = (\dot{m}c_p)_{udara} T_{ci} - (\dot{m}c_p)_{udara} T_{co}$$

$$T_1 \left[(\dot{m}c_p)_{H_2O} + (\dot{m}c_p)_{H_2S} + (\dot{m}c_p)_{CO_2} \right] - (\dot{m}c_p)_{H_2O} T_2 + (\dot{m}h_{fg})_{H_2O}$$

$$+ T_3 (\dot{m}c_p)_{H_2O} - T_4 \left[(\dot{m}c_p)_{H_2O} + (\dot{m}c_p)_{CO_2} + (\dot{m}c_p)_{H_2S} \right]$$

$$= (\dot{m}c_p)_{udara} T_{ci} - (\dot{m}c_p)_{udara} T_{co}$$

$$T_4 = \frac{T_1 \left[(\dot{m}c_p)_{H_2O} + (\dot{m}c_p)_{H_2S} + (\dot{m}c_p)_{CO_2} \right] - (\dot{m}c_p)_{H_2O} T_2 + (\dot{m}h_{fg})_{H_2O} + T_3 (\dot{m}c_p)_{H_2O}}{\left[(\dot{m}c_p)_{H_2O} + (\dot{m}c_p)_{CO_2} + (\dot{m}c_p)_{H_2S} \right]_4}$$

$$+ \frac{(\dot{m}c_p)_{udara} T_{co} - (\dot{m}c_p)_{udara} T_{ci}}{\left[(\dot{m}c_p)_{H_2O} + (\dot{m}c_p)_{CO_2} + (\dot{m}c_p)_{H_2S} \right]_4}$$

$$T_4 = 121,58 \text{ F} = 49,77^\circ\text{C}$$

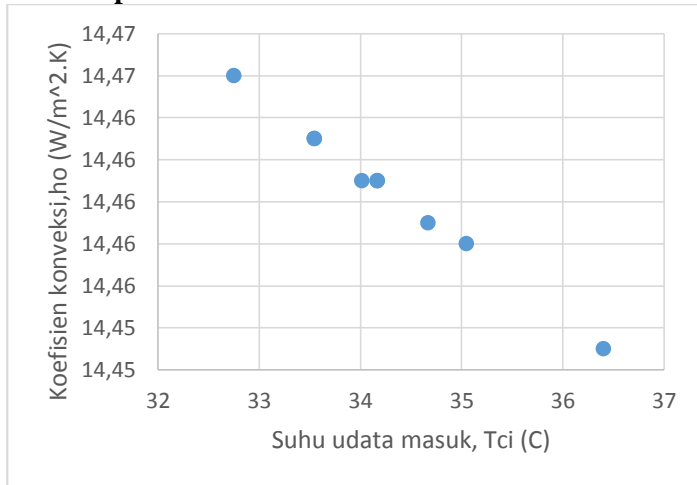
4.3 Pembahasan

Hasil perhitungan yang dilakukan pada kondisi aktual mendapatkan hasil berupa koefisien konveksi udara, *pressure drop* sisi udara, *pumping power*, koefien konveksi dalam *tube*, dan *effectiveness*. Data hasil perhitungan aktual dapat dilihat pada Tabel 4.4 dan hasil perhitungan selengkapnya dapat dilihat pada lampiran.

Tabel 4. 4 Hasil perhitungan kondisi operasi

Thi (°C)	Tho (°C)	Tci (°C)	Tco (°C)	h_o ($\frac{W}{m^2K}$)	ΔP (Pa)
139,68	57,89	36,41	63,14	14,453	1835,03
114,80	57,38	34,02	58,81	14,461	1841,87
114,78	56,61	34,17	59,06	14,461	1841,44
114,79	57,17	35,05	59,85	14,458	1838,91
114,71	55,62	34,67	59,68	14,459	1840,01
114,66	53,70	34,17	59,43	14,461	1841,44
114,62	53,96	33,54	58,78	14,463	1843,22
114,71	56,37	32,75	57,68	14,466	1845,50
115,01	58,61	33,54	58,19	14,463	1843,22
Thi (°C)	Tho (°C)	Tci (°C)	Tco (°C)	P (KW)	Effectivne ss
139,68	57,89	36,41	63,14	30,429	0,802
114,80	57,38	34,02	58,81	30,431	0,802
114,78	56,61	34,17	59,06	30,431	0,802
114,79	57,17	35,05	59,85	30,430	0,802
114,71	55,62	34,67	59,68	30,431	0,802
114,66	53,70	34,17	59,43	30,431	0,802
114,62	53,96	33,54	58,78	30,432	0,802
114,71	56,37	32,75	57,68	30,432	0,802
115,01	58,61	33,54	58,19	30,432	0,802

4.3.1 Nilai Koefisien Konveksi, *Pressure Drop*, *Pumping Power*, Dan *Effectiveness* Pada Kondisi Operasi

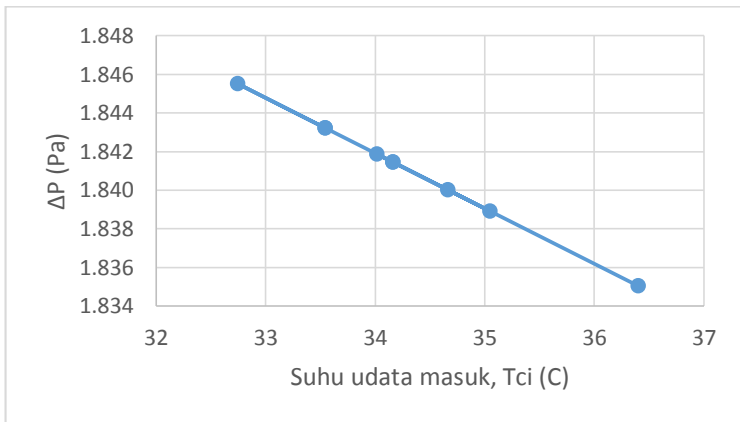


Gambar 4. 4 Grafik koefisien konveksi udara (h_o) vs temperatur udara masuk

Gambar 4.4 adalah grafik yang menunjukkan hubungan antara temperatur udara masuk terhadap nilai koefisien konveksi udara. Grafik pada Gambar 4.4 menunjukkan *trendline* grafik yang cenderung menurun. Dari Gambar 4.4 dapat dilihat bahwa semakin rendah suhu udara pendingin mengakibatkan nilai koefisien konveksi udara semakin besar.

Fenomena *trendline* koefisien konveksi udara yang semakin menurun seiring dengan tingginya suhu masuk udara dapat dijelaskan sebagai berikut. Nilai konveksi udara dipengaruhi oleh *density*, Prandtl number, koefisien konduksi (k), dan viskositas kinematik (μ). Sesuai dengan persamaan $h_o = Nu \cdot k / D_h$ menunjukkan bahwa semakin besar nilai *Nusselt number* (Nu) dan nilai k semakin kecil maka koefisien konveksi udara semakin besar. Nilai *Nusselt number* diperoleh berdasarkan persamaan $Nu = C_1 \cdot C_2 \cdot Re^m \cdot Pr^{0,36}$. Berdasarkan tabel A.4 pada buku Incorpera

bahwa *properties* udara untuk *density* dan Prandlt number semakin turun dengan semakin besarnya nilai *bulk temperature*. Nilai k dan μ semakin naik dengan naiknya *bulk temperature*. Berdasarkan hal tersebut maka dengan kenaikan *bulk temperature* maka nilai *properties density* dan Prandlt number yang turun dan nilai μ yang naik akan mengakibatkan nilai koefisien konveksi udara semakin turun. Grafik yang diperoleh dalam perhitungan nilai koefisien konveksi udara pada *air cooled heat exchanger* telah sesuai dengan teori.

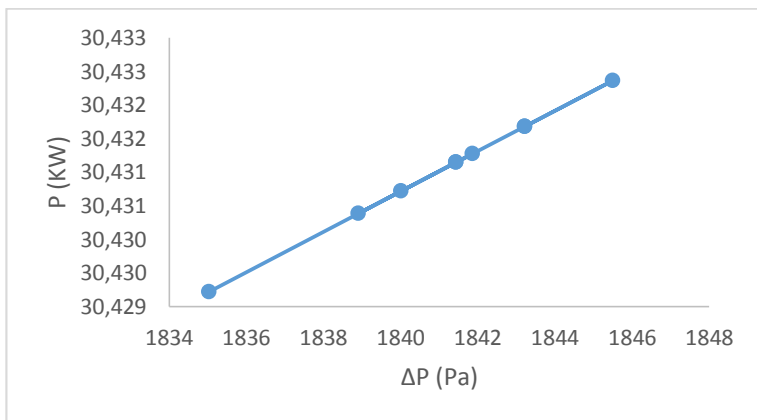


Gambar 4. 5 Grafik *pressure drop* (ΔP) vs temperatur udara masuk

Gambar 4.5 adalah grafik yang menunjukkan hubungan antara temperatur udara masuk terhadap nilai *pressure drop* sisi udara. Grafik pada Gambar 4.5 menunjukkan *trendline* grafik yang cenderung menurun. Dari Gambar 4.5 dapat dilihat bahwa semakin rendah suhu udara pendingin mengakibatkan nilai *pressure drop* sisi udara semakin besar.

Fenomena *trendline pressure drop* yang semakin turun seiring dengan naiknya temperatur masuk udara dapat dijelaskan sebagai berikut. Nilai konveksi udara dipengaruhi oleh *density* dari udara. *Density* udara yang berpengaruh adalah *density* sisi masuk,

density sisi keluar dan *density* rata-rata. Sesuai dengan persamaan $\Delta P_{\text{udara}} = \frac{G^2}{2\rho_i} \left[f \frac{A_t}{A_{\min}} \frac{\rho_i}{\rho_o} + (1 + \sigma^2) + \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right]$ menunjukkan bahwa semakin besar nilai *density* maka *pressure drop* sisi udara semakin kecil. Berdasarkan tabel A.4 pada buku Incorpera bahwa *properties density* udara semakin kecil dengan semakin besarnya nilai temperatur. Dari hal tersebut maka dengan naiknya temperatur udara masuk maka nilai *propeties density* turun. Hal ini mengakibatkan nilai *pressure drop* sisi udara semakin turun. Grafik yang diperoleh dalam perhitungan nilai *pressure drop* sisi udara pada *air cooled heat exchanger* telah sesuai dengan teori.



Gambar 4. 6 Grafik *pumping power* vs *pressure drop* (ΔP)

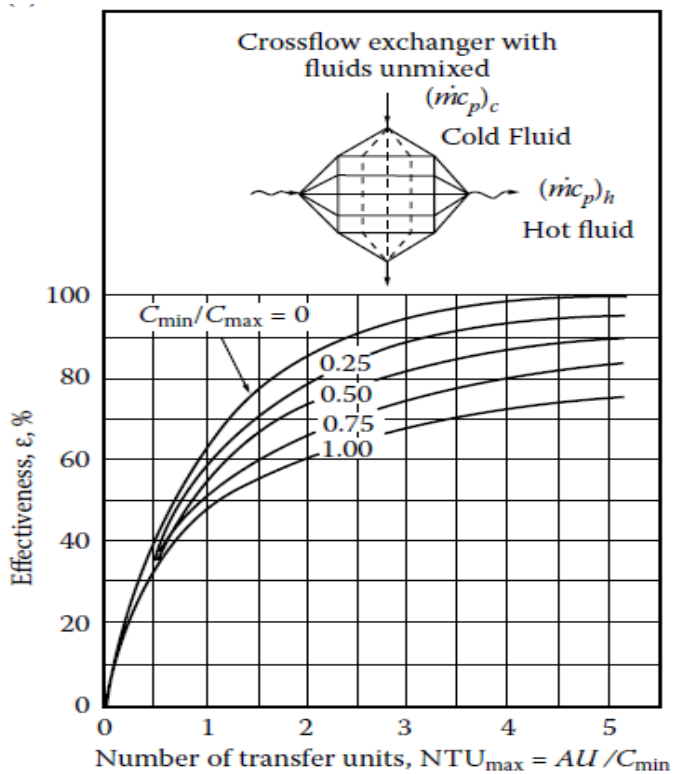
Gambar 4.6 adalah grafik yang menunjukkan hubungan antara *pressure drop* sisi udara terhadap nilai *pumping power*. Grafik pada Gambar 4.6 menunjukkan *trendline* grafik yang cenderung naik. Dari Gambar 4.6 dapat dilihat bahwa semakin tinggi nilai *pressure drop* sisi udara mengakibatkan nilai *pumping power* semakin besar.

Fenomena *trendline* koefisien *pumping power* yang semakin naik seiring dengan neiknya *pressure drop* sisi udara dapat dijelaskan sebagai berikut. Nilai *pumping power* dipengaruhi oleh

laju alir massa udara, *pressure drop* dan *density* sesuai persamaan $P = \frac{\dot{m}_c \Delta P_{\text{udara}}}{\rho \eta_p}$. Persamaan *pumping power* menunjukkan bahwa laju alir massa udara, *pressure drop* sebanding dengan nilai *pumping power*. Dengan laju alir massa udara yang konstan maka apabila nilai *pressure drop* naik maka nilai *pumping power* akan meningkat. Grafik yang diperoleh dalam perhitungan nilai *pumping power* pada *aircooled heat exchanger* telah sesuai dengan teori.

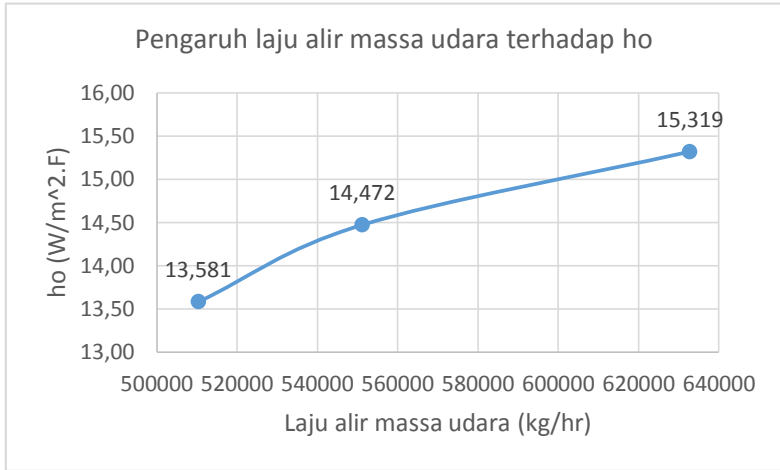
Gambar 4.6 adalah gambar nilai NTU- ε yang diperoleh dari *textbook*. Analisis menggunakan NTU- ε menggunakan tiga parameter tak berdimensi. Bilangan tak berdimensi tersebut adalah *heat capacity ratio* (Cr), *Number of Transient Unit* (NTU), dan *effectiveness* (ε). *Heat capacity ratio* menunjukkan kemampuan untuk menyerap ataupun melepas panas. NTU merupakan perbandingan antara kemampuan *heat exchanger* untuk memindahkan panas dibanding kemampuan minimum fluida untuk menyerap panas.

Dari hasil perhitungan didapatkan nilai NTU rata-rata sebesar 2,053. Berdasarkan Gambar 4.7 untuk nilai NTU 2,053 nilai *effectiveness* yang diperoleh adalah sekitar 0,81. Dari hasil perhitungan menggunakan persamaan $\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$ rata-rata sebesar 0,802. Adanya perbedaan antara nilai *effectiveness* perhitungan dengan grafik tidak begitu signifikan. Hal ini dapat diakibatkan karena kurang akuratan pembacaan grafik ataupun akibat pembulatan nilai perhitungan.



Gambar 4. 7 Grafik nilai NTU- ϵ

4.3.2 Pengaruh Variasi Laju Alir Massa Udara Terhadap Koefisien Konveksi



Gambar 4. 8 Grafik udara koefisien konveksi udara terhadap pengaruh laju alir massa

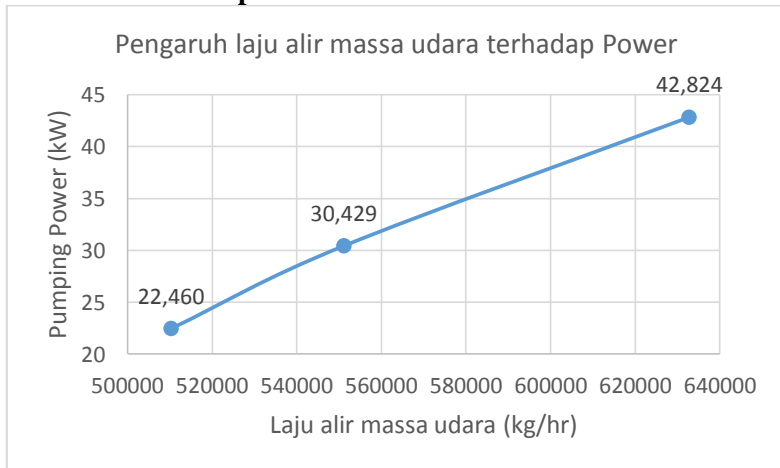
Gambar 4.8 merupakan grafik pengaruh variasi laju alir massa udara terhadap nilai koefisien konveksi. Kondisi operasional adalah kondisi saat *air cooled heat exchanger* beroperasi dengan laju alir massa udara sebesar 551.114 kg/hr. Variasi 1 adalah ketika laju alir massa udara dikurangi menjadi 510.291 kg/hr. Variasi 2 adalah ketika laju alir massa udara dinaikkan menjadi 632.761 kg/hr. Berdasar grafik Gambar 4.6 didapatkan nilai koefisien konveksi terbesar diperoleh saat laju alir massa pada variasi 2 dengan *trendline* grafik yang naik seiring naiknya laju alir massa udara.

Kenaikan nilai dari koefisien konveksi sisi udara dengan naiknya laju alir massa dapat dijelaskan sebagai berikut. Laju alir massa adalah hasil dari perkalian antara *density*, kecepatan maksimal dan luasan *area*. Dalam penelitian ini luasan *area* dan *density* dianggap konstan sehingga jika laju alir massa meningkat akan meningkatkan nilai kecepatan maksimal udara. Kecepatan

maksimal udara yang meningkat akan meningkatkan nilai *Reynold number* sesuai persamaan $Re = \frac{V_{\max} D_h}{\nu}$. Berdasarkan persamaan $Nu = C_1 \cdot C_2 \cdot Re^m \cdot Pr^{0,36}$ meningkatnya nilai *Reynold number* akan meningkatkan nilai *Nusselt number* yang akan meningkatkan nilai koefisien konveksi.

Grafik pada Gambar 4.8 telah sesuai dengan teori yang ada dimana semakin meningkat laju alir massa udara maka nilai koefisien konveksi udara meningkat. Pada laju alir massa udara 551.114 kg/hr, nilai koefisien konveksi udara rata-rata adalah $14,46 \frac{W}{m^2K}$. Laju alir massa 510.291 kg/hr, nilai koefisien konveksi udara rata-rata adalah $13,371 \frac{W}{m^2K}$. Laju alir massa 632.761 kg/hr, nilai koefisien konveksi udara rata-rata adalah $15,308 \frac{W}{m^2K}$.

4.3.3 Pengaruh Variasi Laju Alir Massa Udara Terhadap Power



Gambar 4. 9 Grafik *power* terhadap pengaruh laju alir massa udara

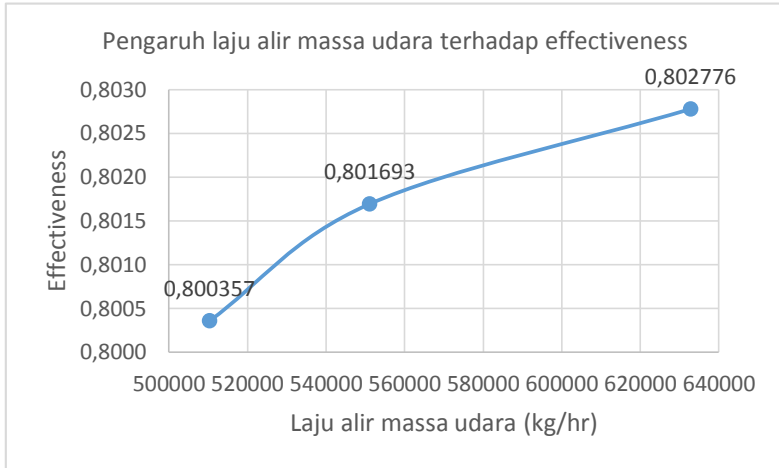
Gambar 4.9 merupakan grafik pengaruh variasi laju alir massa udara terhadap nilai *power*. Berdasar grafik Gambar 4.9 didapatkan nilai *power* terbesar diperoleh saat laju alir massa udara paling banyak. *Trendline* yang dihasilkan dari semakin meningkatnya laju alir massa udara adalah *trendline* grafik yang naik.

Perubahan laju alir massa udara akan mempengaruhi nilai *pressure drop*. Hal ini ditunjukkan pada persamaan $\Delta P_{\text{udara}} = \frac{(\dot{m}_c)^2}{2\rho_i(A_{\min})^2} \left[f_{re} \frac{L1}{\rho_o} + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right]$. Pada persamaan tersebut nilai laju alir massa udara berbanding lurus dengan besarnya *pressure drop*. Jadi semakin besar laju alir massa udara, maka nilai *pressure drop* akan naik.

Pengaruh nilai *pressure drop* terhadap *power* dapat dilihat pada persamaan $P = \frac{\dot{m}_c \Delta P_{\text{udara}}}{\rho \eta_p}$. Persamaan tersebut menyebutkan bahwa nilai *pumping power* sebanding dengan laju alir massa dan *pressure drop*, namun berbanding terbalik dengan nilai densitas. Perubahan nilai densitas udara pada *air cooled condenser* sangat kecil bila dibandingkan dengan nilai laju alir massa maupun *pressure drop*. Dalam hal ini dapat dikatakan bahwa pengaruh perubahan densitas udara kurang signifikan dalam perhitungan *power*. Oleh karena yang berpengaruh pada perhitungan *power* adalah laju alir massa dan *pressure drop* maka dapat dikatakan jika nilai laju alir massa dan *pressure drop* naik, nilai *pumping power* akan semakin besar.

Hasil perhitungan nilai *power* pada *air cooled condenser* berdasarkan kondisi operasi memiliki nilai *power* sebesar 30,43 kW. Pada variasi 1 dimana nilai laju alir massa udara dikurangi memiliki nilai *power* sebesar 22,46 kW. Variasi 2 dimana laju alir massa udara dinaikkan nilai *power*nya sebesar 42,82 kW. Dari hasil nilai yang diperoleh berdasarkan perhitungan *power* pada *air cooled heat exchanger* sudah sesuai dengan teori.

4.3.4 Pengaruh Variasi Laju Alir Massa Udara Terhadap *Effectiveness*



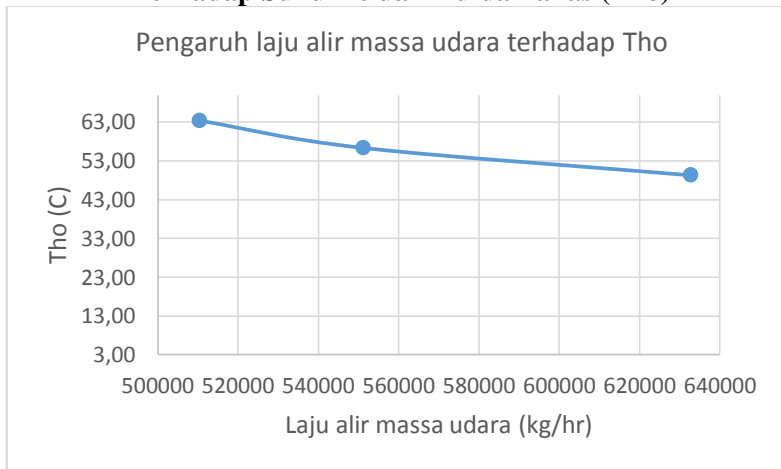
Gambar 4. 10 Grafik *effectiveness* terhadap pengaruh laju alir massa udara

Gambar 4.8 merupakan grafik pengaruh variasi laju alir massa udara terhadap nilai *effectiveness*. *Trendline* yang dihasilkan dari grafik pada gambar 4.8 yaitu naik. Pada laju alir massa udara 510.291 kg/hr (variasi 1) diperoleh nilai *effectiveness* rata-rata sebesar 0,8. Laju alir massa 551.114 kg/hr (operasional) diperoleh nilai *effectiveness* rata-rata sebesar 0,802. Laju alir massa 632.761 kg/hr (variasi 2) diperoleh nilai *effectiveness* rata-rata sebesar 0,803.

Nilai *effectiveness* diperoleh dari persamaan 2.33. Pada persamaan 2.33 nilai *effectiveness* merupakan fungsi dari NTU, $\epsilon = 1 - \exp(-NTU)$. Nilai NTU merupakan hasil perkalian antara *overall heat transfer coefficient* dengan luasan *heat exchanger* dibagi dengan *heat capacity ratio*. Nilai dari luasan *heat exchanger* adalah konstan dan perubahan nilai *heat capacity ratio* yang sangat kecil, maka nilai *effectiveness* dipengaruhi oleh *overall heat transfer coefficient*.

Nilai U diperoleh dari persamaan $U = \frac{1}{A} \left[\frac{1}{\eta_i A_i h_i} + \frac{R_{fi}}{\eta_i A_i} + R_w + \frac{R_{fo}}{\eta_o h_o} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \right]^{-1}$. Kenaikan nilai laju alir massa udara mengakibatkan kecepatan udara naik, sehingga nilai dari koefisien konveksi sisi udara akan naik. Dengan nilai efisiensi fin , luasan *air cooled heat exchanger*, koefisien konveksi dalam *tube* dan nilai *fouling* yang konstan maka nilai U dipengaruhi oleh nilai koefisien konveksi udara. Dari persamaan U diketahui bahwa nilai koefisien konveksi udara berbanding lurus dengan nilai *overall heat transfer coefficient*. Semakin besar nilai koefisien konveksi maka nilai *overall heat transfer coefficient* semakin besar pula dan nilai *effectiveness* akan lebih besar, begitu juga sebaliknya. Dari grafik pada Gambar 4.8 yang diperoleh dari penelitian tugas akhir ini sudah sesuai dengan teori yaitu semakin besar nilai laju alir massa udara maka nilai *effectiveness* semakin besar.

4.3.5 Pengaruh Variasi Laju Alir Massa Udara Terhadap Suhu Keluar Fluida Panas (Tho)



Gambar 4. 11 Grafik Tho terhadap pengaruh laju alir massa udara

Gambar 4.11 merupakan grafik pengaruh laju alir massa udara terhadap nilai temperatur keluar gas campuran. Gambar memiliki *trendline* suhu keluar gas campuran yang relatif turun dengan semakin besarnya laju alir massa udara.

Perhitungan nilai T_{ho} menggunakan analisa *heat balance*. Pada analisa menggunakan *heat balance* diharapkan diperoleh nilai T_{ho} desain dengan cara merubah besarnya laju alir massa udara. Dengan nilai suhu masuk fluida panas (T_{hi}), suhu masuk udara (T_{ci}) dan laju alir massa fluida panas konstan akan dicari nilai T_{ho} . Semakin besar laju alir massa udara diperoleh nilai suhu keluaran dari fluida panas yang semakin rendah.

Hasil perhitungan nilai T_{ho} pada *air cooled heat exchanger* berdasarkan kondisi operasi memiliki nilai T_{ho} rata-rata sebesar $56,37^{\circ}\text{C}$. Pada variasi 1 dimana nilai laju alir massa udara dikurangi memiliki nilai T_{ho} sebesar $63,6^{\circ}\text{C}$. Variasi 2 dimana laju alir massa udara dinaikkan nilai T_{ho} sebesar $49,03^{\circ}\text{C}$. Dengan menggunakan laju alir massa udara yang maksimal yaitu variasi 2 nilai T_{ho} mendekati nilai T_{ho} desain sebesar $48,89^{\circ}\text{C}$.

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN A

I. Perhitungan Luasan

Menghitung luasan minimal (A_{min})

$$A_{min} = \left[\left(\frac{L_3}{X_t} - 1 \right) c' + (X_t - d_o) - (d_e - d_o) \delta N_f \right] L_1$$

$$2a' = (X_t - d_o) - (d_e - d_o) \delta N_f$$

$$2a' = (2,313 - 1) \text{ inch} - (2,25 - 1) \text{ inch} (0,020) \text{ inch} (10 \frac{\text{fin}}{\text{inch}})$$

$$2a' = 1,063 \text{ inch} \left| \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ inch}} \right| = 0,089 \text{ ft}$$

$$b' = \left[\left(\frac{X_t}{2} \right)^2 + X_l^2 \right]^{1/2} d_o - (d_e - d_o) \delta N_f$$

$$b' = \left[\left(\frac{2,313 \text{ inch}}{2} \right)^2 + (2,625 \text{ inch})^2 \right]^{1/2} 1 \text{ inch} - (2,25 - 1) \text{ inch} (0,020) \text{ inch} (10 \frac{\text{fin}}{\text{inch}})$$

$$b' = 2,618 \text{ inch} \left| \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ inch}} \right| = 0,218 \text{ ft}$$

$$2b' = 5,237 \text{ inch} \left| \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ inch}} \right| = 0,436 \text{ ft}$$

$$c' = 2a' \text{ if } 2a' < 2b'$$

$$c' = 2b' \text{ if } 2b' < 2a'$$

sehingga

$$c' = 2a' = 1,063 \text{ inch} \left| \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ inch}} \right| = 0,089 \text{ ft}$$

$$A_{\min} = \left[\left(\frac{17}{2,313} - 1 \right) 1,063 \text{ inch} + (2,313 - 1) \text{ inch} - (2,25 - 1) \text{ inch} (0,020) \text{ inch} \left(10 \frac{\text{fin}}{\text{inch}} \right) \right] 425,160 \text{ inch}$$

$$A_{\min} = 3320,844 \text{ in}^2 = 23,061 \text{ ft}^2$$

Menghitung *frontal area* (A_{fr})

$$A_{fr} = L_2 L_3$$

$$A_{fr} = (130,875 \text{ inch}) (17 \text{ inch})$$

$$A_{fr} = 2224,875 \text{ in}^2 = 15,451 \text{ ft}^2$$

Menghitung *unfinned area* (A_u)

$$A_u = [\pi d_o (L_1 - \delta N_f L_1) N_t] + \left(2 L_3 L_2 - \pi d_o^2 \frac{N_t}{4} \right)$$

$$A_u = \left\{ \pi (1 \text{ inch}) \left[425,16 \text{ inch} - (0,02 \text{ inch}) \left(10 \frac{\text{fin}}{\text{inch}} \right) (425,16 \text{ inch}) \right] 347 \right\}$$

$$+ \left[2 (17 \text{ inch}) (130,875 \text{ inch}) - \pi (1 \text{ inch})^2 \left(\frac{347}{4} \right) \right]$$

$$A_u = 374.501,626 \text{ in}^2 = 2600,706 \text{ ft}^2$$

Menghitung *finned area* (A_f)

$$A_f = \left[\frac{2\pi(d_e^2 - d_o^2)}{4} + \pi d_e \delta \right] N_f L_1 N_t$$

$$A_f = \left[\frac{2\pi[(2,25 \text{ inch})^2 - (1 \text{ inch})^2]}{4} + \pi(2,25 \text{ inch})(0,02 \text{ inch}) \right] \left(10 \frac{\text{fin}}{\text{inch}} \right) (425,16 \text{ inch}) (347)$$

$$A_f = 9.618.141,604 \text{ in}^2 = 66.792,65 \text{ ft}^2$$

Menghitung luas total (A_t)

$$A_t = A_f + A_u$$

$$A_t = (66.792,65 + 2600,706) \text{ ft}^2$$

$$A_t = 6.939,356 \text{ ft}^2$$

Menghitung luas total dalam *tube* (A_i)

$$A_i = \frac{\pi}{4} d_i^2 N_t$$

$$A_i = \frac{\pi}{4} (0,87 \text{ inch})^2 (347) \left| \frac{1 \text{ ft}^2}{144 \text{ inch}^2} \right|$$

$$A_i = 804,246 \text{ ft}^2$$

Dari hasil perhitungan tersebut ditabelkan pada Tabel A.1

Tabel A. 1 Hasil perhitungan dimensi *air cooled heat exchanger*

Data Dimensi			Data luasan		
	inch	ft		inch	ft
L1	425,16	35,43	2a	1,0625	0,089
L2	130,875	10,906	b	2,618	0,218
L3	17	1,417	2b	5,237	0,437
Ø	0,02	0,0017	c	1,0625	0,089
Xt	2,3125	0,193		inch ²	ft ²
Xt/2	1,156	0,096	Amin	3.320,844	23,06142
Xl	2,625	0,219	Afr	2.224,875	15,45052
do	1	0,083	Au	374.501,6	2.600,706
di	0,87	0,0725	Af	9.618.142	66.792,65
de	2,25	0,1875	At	9.992.643	69.393,36
Nf	10	fin/inch	Ai	115.811,5	804,2462
Nt	347				

Tabel A. 2 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi udara pada kondisi operasi

Perhitungan koefisien konveksi sisi gas campuran (hi)								
Tb	Tb (C)	G $\left(\frac{\text{lb}}{\text{hr. ft}^2}\right)$	j g	Xtt	Rel	Nu	h(i) $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2 \cdot \text{F}}\right)$	h(i) $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right)$
252,710	49,40	2828,88	491,751	0,027	171,924	7,109	2422,270	13754,299
230,320	48,21		459,444	0,029	167,566	7,128	2428,722	13790,936
230,300	48,28		459,418	0,029	167,562	7,128	2428,725	13790,956
230,315	48,72		459,437	0,029	167,565	7,128	2428,723	13790,941
230,240	48,53		459,339	0,029	167,551	7,128	2428,735	13791,013
230,190	48,28		459,273	0,029	167,541	7,128	2428,744	13791,061
230,155	47,94		459,227	0,029	167,535	7,128	2428,750	13791,094
230,235	47,57		459,332	0,029	167,550	7,128	2428,736	13791,018
230,510	47,97		459,694	0,029	167,602	7,128	2428,689	13790,753

Tabel A. 3 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi dalam *tube* pada kondisi operasi

Perhitungan koefisien konveksi sisi udara (ho)							
Tb (F)	Tb (C)	G $\left(\frac{\text{lb}}{\text{hr. ft}^2}\right)$	Dh (ft)	Re	Nu	h_o $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2 \cdot \text{F}}\right)$	h_o $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right)$
120,92	49,40	57,893	0,047	86,167	3,977	2,545	14,453
118,77	48,21	58,105	0,047	86,733	3,992	2,547	14,461
118,90	48,28	58,091	0,047	86,697	3,991	2,547	14,461
119,70	48,72	58,013	0,047	86,487	3,985	2,546	14,458
119,35	48,53	58,047	0,047	86,578	3,988	2,546	14,459
118,90	48,28	58,091	0,047	86,697	3,991	2,547	14,461
118,34	47,94	58,147	0,047	86,845	3,995	2,547	14,463
117,63	47,57	58,217	0,047	87,034	4,000	2,548	14,466
118,34	47,97	58,147	0,047	86,845	3,995	2,547	14,463

Perhitungan koefisien konveksi sisi udara (ho)							
Tb (F)	Tb (C)	ρ (lb/ft ³)	μ (lbm/ft.hr)	Pr	u (ft/hr)	cp (Btu/lb-F)	k (Btu/hr-ft-F)
120,92	49,40	0,068	0,047	0,704	1274,090	0,241	0,016
118,77	48,21	0,068	0,047	0,704	1274,090	0,241	0,016
118,90	48,28	0,068	0,047	0,704	1274,090	0,241	0,016
119,70	48,72	0,068	0,047	0,704	1274,090	0,241	0,016
119,35	48,53	0,068	0,047	0,704	1274,090	0,241	0,016
118,90	48,28	0,068	0,047	0,704	1274,090	0,241	0,016
118,34	47,94	0,068	0,047	0,704	1274,090	0,241	0,016
117,63	47,57	0,068	0,047	0,704	1274,090	0,241	0,016
118,34	47,97	0,068	0,047	0,704	1274,090	0,241	0,016

Tabel A. 4 Hasil perhitungan *effectiveness* pada kondisi operasi

Tb	Tb (C)	U $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2 \cdot \text{F}}\right)$	U $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right)$	NTU	Effectivness
252,710	49,40	0,179	1,017	2,053	0,480
230,320	48,21	0,179	1,017	2,053	0,552
230,300	48,28	0,179	1,017	2,053	0,548
230,315	48,72	0,179	1,017	2,053	0,547
230,240	48,53	0,179	1,017	2,053	0,541
230,190	48,28	0,179	1,017	2,053	0,531
230,155	47,94	0,179	1,017	2,053	0,536
230,235	47,57	0,179	1,017	2,053	0,552
230,510	47,97	0,179	1,017	2,053	0,559

Tabel A. 5 Hasil perhitungan *pressure drop* dan *pumping power* pada kondisi operasi

Pressure Drop Sisi Udara			Pumping Power
Tb	Tb (C)	ΔP (Pa)	P(kW)
252,710	49,40	1835,03	30,429
230,320	48,21	1841,87	30,431
230,300	48,28	1841,44	30,431
230,315	48,72	1838,91	30,430
230,240	48,53	1840,01	30,431
230,190	48,28	1841,44	30,431
230,155	47,94	1843,22	30,432
230,235	47,57	1845,50	30,432
230,510	47,97	1843,22	30,432

Tabel A. 6 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi udara pada variasi 1

Perhitungan koefisien konveksi sisi udara (h_o)							
Tb (F)	Tb (C)	ρ (lb/ft ³)	μ (lbm/ft.hr)	Pr	u (ft/hr)	cp (Btu/lb-F)	k (Btu/hr-ft-F)
120,92	49,40	0,068	0,047	0,704	1135,189	0,241	0,016
118,77	48,21	0,068	0,047	0,704	1131,051	0,241	0,016
118,90	48,28	0,068	0,047	0,704	1131,310	0,241	0,016
119,70	48,72	0,068	0,047	0,704	1132,837	0,241	0,016
119,35	48,53	0,068	0,047	0,704	1132,174	0,241	0,016
118,90	48,28	0,068	0,047	0,704	1131,310	0,241	0,016
118,34	47,94	0,068	0,047	0,704	1130,236	0,241	0,016
117,63	47,57	0,068	0,047	0,704	1128,868	0,241	0,016
118,34	47,97	0,068	0,047	0,704	1130,236	0,241	0,016

Perhitungan koefisien konveksi sisi udara (ho)							
Tb (F)	Tb (C)	G $\left(\frac{\text{lb}}{\text{hr. ft}^2}\right)$	Dh (ft)	Re	Nu	h_o $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2 \cdot \text{F}}\right)$	h_o $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right)$
120,92	49,40	51,581	0,047	76,773	3,526	2,389	13,564
118,77	48,21	51,581	0,047	76,995	3,539	2,390	13,572
118,90	48,28	51,581	0,047	76,981	3,538	2,390	13,572
119,70	48,72	51,581	0,047	76,899	3,533	2,390	13,569
119,35	48,53	51,581	0,047	76,935	3,535	2,390	13,570
118,90	48,28	51,581	0,047	76,981	3,538	2,390	13,572
118,34	47,94	51,581	0,047	77,039	3,542	2,390	13,574
117,63	47,57	51,581	0,047	77,114	3,546	2,391	13,576
118,34	47,97	51,581	0,047	77,039	3,542	2,390	13,574

Tabel A. 7 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi dalam tube pada variasi 1

Perhitungan koefisien konveksi sisi gas campuran (hi)								
Tb	Tb (C)	G $\left(\frac{\text{lb}}{\text{hr. ft}^2}\right)$	j g	Xtt	Rel	Nu	$h(i)$ $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2 \cdot \text{F}}\right)$	$h(i)$ $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right)$
252,710	49,40	2828,88	491,751	0,027	171,924	7,109	2422,270	13754,299
230,320	48,21		459,444	0,029	167,566	7,128	2428,722	13790,936
230,300	48,28		459,418	0,029	167,562	7,128	2428,725	13790,956
230,315	48,72		459,437	0,029	167,565	7,128	2428,723	13790,941
230,240	48,53		459,339	0,029	167,551	7,128	2428,735	13791,013
230,190	48,28		459,273	0,029	167,541	7,128	2428,744	13791,061
230,155	47,94		459,227	0,029	167,535	7,128	2428,750	13791,094
230,235	47,57		459,332	0,029	167,550	7,128	2428,736	13791,018
230,510	47,97		459,694	0,029	167,602	7,128	2428,689	13790,753

Tabel A. 8 Hasil perhitungan *effectiveness* pada variasi 1

Tb	Tb (C)	U $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2. \text{F}}\right)$	U $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2. \text{K}}\right)$	NTU	Effectiveness
252,710	49,40	0,339	1,927	2,043	0,80
230,320	48,21	0,339	1,927	2,043	0,80
230,300	48,28	0,339	1,927	2,043	0,80
230,315	48,72	0,339	1,927	2,043	0,80
230,240	48,53	0,339	1,927	2,043	0,80
230,190	48,28	0,339	1,927	2,043	0,80
230,155	47,94	0,339	1,927	2,043	0,80
230,235	47,57	0,339	1,927	2,043	0,80
230,510	47,97	0,339	1,927	2,043	0,80

Tabel A. 9 Hasil perhitungan *pressure drop* dan *pumping power* pada variasi 1

Pressure Drop Sisi Udara			Pumping Power
Tb	Tb (C)	ΔP (Pa)	P(kW)
252,710	49,40	1462,87	22,461
230,320	48,21	1468,33	22,463
230,300	48,28	1467,98	22,463
230,315	48,72	1465,97	22,462
230,240	48,53	1466,84	22,462
230,190	48,28	1467,98	22,463
230,155	47,94	1469,40	22,463
230,235	47,57	1471,22	22,463
230,510	47,97	1469,40	22,463

Tabel A. 10 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi udara pada variasi 2

Perhitungan koefisien konveksi sisi udara (ho)							
Tb (F)	Tb (C)	ρ (lb/ft ³)	μ (lbm/ft.hr)	Pr	u (ft/hr)	cp (Btu/lb-F)	k (Btu/hr-ft-F)
120,92	49,40	0,068	0,047	0,704	1407,635	0,241	0,016
118,77	48,21	0,068	0,047	0,704	1402,503	0,241	0,016
118,90	48,28	0,068	0,047	0,704	1402,824	0,241	0,016
119,70	48,72	0,068	0,047	0,704	1404,718	0,241	0,016
119,35	48,53	0,068	0,047	0,704	1403,896	0,241	0,016
118,90	48,28	0,068	0,047	0,704	1402,824	0,241	0,016
118,34	47,94	0,068	0,047	0,704	1401,493	0,241	0,016
117,63	47,57	0,068	0,047	0,704	1399,797	0,241	0,016
118,34	47,97	0,068	0,047	0,704	1401,493	0,241	0,016

Perhitungan koefisien konveksi sisi udara (ho)							
Tb (F)	Tb (C)	G $\left(\frac{\text{lb}}{\text{hr. ft}^2}\right)$	Dh (ft)	Re	Nu	ho $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2 \cdot \text{F}}\right)$	ho $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right)$
120,92	49,40	63,961	0,047	95,198	3,977	2,694	15,300
118,77	48,21	63,961	0,047	95,474	3,992	2,696	15,309
118,90	48,28	63,961	0,047	95,457	3,991	2,696	15,308
119,70	48,72	63,961	0,047	95,355	3,985	2,695	15,305
119,35	48,53	63,961	0,047	95,399	3,988	2,696	15,307
118,90	48,28	63,961	0,047	95,457	3,991	2,696	15,308
118,34	47,94	63,961	0,047	95,529	3,995	2,696	15,311
117,63	47,57	63,961	0,047	95,621	4,000	2,697	15,314
118,34	47,97	63,961	0,047	95,529	3,995	2,696	15,311

Tabel A. 11 Hasil perhitungan koefisien konveksi sisi dalam tube pada variasi 2

Perhitungan koefisien konveksi sisi gas campuran (hi)								
Tb	Tb (C)	G $\left(\frac{\text{lb}}{\text{hr. ft}^2}\right)$	j g	Xtt	Rel	Nu	$h(i)$ $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2 \cdot \text{F}}\right)$	$h(i)$ $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right)$
252,710	49,40	2828,88	491,751	0,027	171,924	7,109	2422,270	13754,299
230,320	48,21		459,444	0,029	167,566	7,128	2428,722	13790,936
230,300	48,28		459,418	0,029	167,562	7,128	2428,725	13790,956
230,315	48,72		459,437	0,029	167,565	7,128	2428,723	13790,941
230,240	48,53		459,339	0,029	167,551	7,128	2428,735	13791,013
230,190	48,28		459,273	0,029	167,541	7,128	2428,744	13791,061
230,155	47,94		459,227	0,029	167,535	7,128	2428,750	13791,094
230,235	47,57		459,332	0,029	167,550	7,128	2428,736	13791,018
230,510	47,97		459,694	0,029	167,602	7,128	2428,689	13790,753

Tabel A. 12 Hasil perhitungan *effectiveness* pada variasi 2

Tb	Tb (C)	U $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2 \cdot \text{F}}\right)$	U $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right)$	NTU	Effecti veness
252,710	49,40	0,382	2,170	2,062	0,803
230,320	48,21	0,382	2,170	2,062	0,803
230,300	48,28	0,382	2,170	2,062	0,803
230,315	48,72	0,382	2,170	2,062	0,803
230,240	48,53	0,382	2,170	2,062	0,803
230,190	48,28	0,382	2,170	2,062	0,803
230,155	47,94	0,382	2,170	2,062	0,803
230,235	47,57	0,382	2,170	2,062	0,803
230,510	47,97	0,382	2,170	2,062	0,803

Tabel A. 13 Hasil perhitungan *pressure drop* dan *pumping power* pada variasi 2

Pressure Drop Sisi Udara			Pumping Power
Tb	Tb (C)	ΔP (Pa)	P(kW)
252,710	49,40	2249,32	42,825
230,320	48,21	2257,70	42,828
230,300	48,28	2257,18	42,828
230,315	48,72	2254,08	42,827
230,240	48,53	2255,42	42,827
230,190	48,28	2257,18	42,828
230,155	47,94	2259,36	42,828
230,235	47,57	2262,15	42,829
230,510	47,97	2259,36	42,828

Tabel A. 14 Hasil perbandingan perhitungan *air cooled heat exchanger*

Thi	Tb (C)	Tci	koefisien konveksi (ho) (W/m ² .K)			Pumping power (KW)		
			variasi 1	operasional	variasi 2	variasi 1	operasional	variasi 2
283,420	49,40	97,530	13,564	14,453	15,300	22,461	30,429	42,825
238,640	48,21	93,230	13,572	14,461	15,309	22,463	30,431	42,828
238,600	48,28	93,500	13,572	14,461	15,308	22,463	30,431	42,828
238,630	48,72	95,090	13,569	14,458	15,305	22,462	30,430	42,827
238,480	48,53	94,400	13,570	14,459	15,307	22,462	30,431	42,827
238,380	48,28	93,500	13,572	14,461	15,308	22,463	30,431	42,828
238,310	47,94	92,380	13,574	14,463	15,311	22,463	30,432	42,828
238,470	47,57	90,950	13,576	14,466	15,314	22,463	30,432	42,829
239,020	47,97	92,380	13,574	14,463	15,311	22,463	30,432	42,828

Thi(F)	Tb (C)	Tci(F)	NTU			Effectiveness		
			variasi 1	operasional	variasi 2	variasi 1	operasional	variasi 2
283,420	49,40	97,530	2,043	2,053	2,062	0,800	0,802	0,803
238,640	48,21	93,230	2,043	2,053	2,062	0,800	0,802	0,803
238,600	48,28	93,500	2,043	2,053	2,062	0,800	0,802	0,803
238,630	48,72	95,090	2,043	2,053	2,062	0,800	0,802	0,803
238,480	48,53	94,400	2,043	2,053	2,062	0,800	0,802	0,803
238,380	48,28	93,500	2,043	2,053	2,062	0,800	0,802	0,803
238,310	47,94	92,380	2,043	2,053	2,062	0,800	0,802	0,803
238,470	47,57	90,950	2,043	2,053	2,062	0,800	0,802	0,803
239,020	47,97	92,380	2,043	2,053	2,062	0,800	0,802	0,803

Thi(F)	Tb (C)	Tci(F)	Tho		
			variasi 1	operasional	variasi 2
283,420	49,40	97,530	149,731	136,193	122,655
238,640	48,21	93,230	147,819	135,283	122,747
238,600	48,28	93,500	146,489	133,901	121,313
238,630	48,72	95,090	147,450	134,899	122,349
238,480	48,53	94,400	144,764	132,110	119,456
238,380	48,28	93,500	141,451	128,668	115,884
238,310	47,94	92,380	141,893	129,129	116,364
238,470	47,57	90,950	146,059	133,457	120,854
239,020	47,97	92,380	149,963	137,504	125,044

LAMPIRAN B

Tabel B. 1 Data operasi *air cooled heat exchanger*

Senin 1 Februari 2016				Selasa 2 Februari 2016			Rabu 3 Februari 2016		
Jam	T in (F)	T out (F)	T amb (F)	T in (F)	T out (F)	T amb (F)	T in (F)	T out (F)	T amb (F)
24,00	238,10	121,00	87,80	238,50	131,70	87,80	238,80	132,10	87,80
1,00	238,10	121,00	87,80	238,30	127,50	87,80	238,30	124,20	87,80
2,00	236,70	111,90	84,20	238,70	121,50	84,20	238,80	125,70	84,20
3,00	238,00	117,50	86,00	238,40	117,40	86,00	238,70	128,80	86,00
4,00	238,00	118,90	84,20	237,00	117,50	84,20	238,80	123,30	84,20
5,00	237,40	116,20	87,80	237,50	118,30	87,80	238,80	120,80	87,80
6,00	237,70	117,40	87,90	238,20	117,20	90,20	238,70	127,70	91,40
7,00	236,50	117,00	87,80	237,70	118,20	91,40	236,70	112,60	96,80
8,00	238,00	128,30	100,40	238,20	130,60	100,40	238,60	120,60	100,40
9,00	238,80	135,30	102,20	237,30	121,70	102,20	237,00	118,90	102,20
10,00	238,40	129,90	102,00	238,10	125,70	104,00	238,20	129,30	104,00
11,00	238,80	141,30	105,60	238,00	128,90	107,60	238,50	127,10	107,60
12,00	238,50	139,30	100,40	238,40	129,30	100,40	239,20	127,10	100,40

13,00	238,90	139,50	104,00	238,80	142,40	104,00	238,80	136,00	104,00
14,00	238,70	141,60	104,00	238,70	135,70	104,00	239,60	142,90	104,00
15,00	238,70	145,30	100,40	238,40	139,50	100,40	239,50	145,80	100,40
16,00	239,10	147,10	104,00	244,00	199,30	95,00	239,30	134,70	95,00
17,00	239,80	153,10	104,80	240,60	160,70	91,40	239,70	143,70	91,40
18,00	239,60	155,60	103,00	239,00	144,00	89,60	239,60	144,80	89,60
19,00	239,20	153,50	103,80	238,90	143,60	91,40	237,40	135,60	91,40
20,00	238,70	144,70	103,30	238,80	138,50	89,60	234,90	139,60	89,60
21,00	238,80	144,80	103,30	238,40	129,00	84,20	239,60	145,50	84,20
22,00	238,70	147,40	103,10	238,40	120,90	86,00	239,50	132,20	86,00
23,00	238,80	135,20	103,00	239,10	134,50	87,80	239,40	142,20	87,80
Average	238,42	134,28	97,53	238,64	133,07	93,23	238,60	131,72	93,50

Jam	Kamis 4 Februari 2016			Jumat 5 Februari 2016			Sabtu 6 Februari 2016		
	T in (F)	T out (F)	T amb (F)	T in (F)	T out (F)	T amb (F)	T in (F)	T out (F)	T amb (F)
24,00	239,30	129,40	87,80	238,30	125,70	87,80	238,00	121,70	87,80
1,00	238,10	117,00	87,80	238,20	123,70	87,80	238,10	117,30	87,80

2,00	238,80	120,50	84,20	238,40	132,80	84,20	237,40	116,80	87,80
3,00	238,30	118,90	86,00	238,50	127,80	86,00	238,50	123,00	84,20
4,00	238,60	119,40	84,20	237,90	121,10	84,20	238,50	126,50	86,00
5,00	238,10	117,80	87,80	238,10	127,30	87,80	238,20	128,10	84,20
6,00	237,70	116,90	91,40	238,20	117,00	91,40	238,30	121,30	87,80
7,00	238,10	121,50	96,80	238,20	122,30	96,80	238,20	117,70	91,40
8,00	239,10	133,50	100,40	239,10	126,50	100,40	238,50	125,80	96,80
9,00	238,10	132,00	102,20	238,50	132,90	102,20	239,10	138,00	100,40
10,00	238,90	146,00	104,00	238,70	139,40	104,00	239,30	145,40	102,20
11,00	238,90	139,00	105,20	238,60	136,30	107,60	239,40	135,10	104,00
12,00	238,80	141,80	105,40	239,10	143,30	100,40	238,90	127,10	107,60
13,00	239,40	148,30	105,40	239,40	143,40	104,00	238,90	124,50	100,40
14,00	239,00	144,00	104,00	239,00	136,00	104,00	238,60	129,30	104,00
15,00	238,30	138,50	100,40	239,80	147,70	104,00	238,30	121,40	104,00
16,00	239,20	154,40	97,90	239,30	149,10	100,40	238,70	131,60	100,40
17,00	239,10	148,20	98,70	236,70	125,80	95,00	238,50	135,60	95,00
18,00	238,30	145,30	98,50	238,10	129,70	91,40	238,30	130,90	91,40
19,00	239,50	137,70	96,40	238,50	131,50	87,80	238,00	134,60	89,60

20,00	238,20	135,00	93,60	238,30	128,60	91,40	237,80	122,20	91,40
21,00	238,20	132,00	90,20	238,20	119,00	89,60	237,90	121,50	89,60
22,00	238,60	124,80	86,00	237,80	119,20	89,60	238,00	124,10	84,20
23,00	238,60	125,80	87,80	238,60	114,10	87,80	237,70	117,40	86,00
Average	238,63	132,82	95,09	238,48	130,01	94,40	238,38	126,54	93,50

Jam	Minggu 7 Februari 2016			Senin 8 Februari 2016			Selasa 9 Februari 2016		
	T in (F)	T out (F)	T amb (F)	T in (F)	T out (F)	T amb (F)	T in (F)	T out (F)	T amb (F)
24,00	237,80	118,20	87,80	238,10	122,80	82,40	238,80	141,40	87,80
1,00	237,50	119,40	87,80	238,00	125,70	84,20	237,80	123,00	87,80
2,00	238,00	120,80	87,80	238,40	125,80	80,60	237,90	126,40	87,80
3,00	238,20	119,10	84,20	238,30	122,80	84,20	238,10	118,00	84,20
4,00	238,50	122,30	86,00	238,90	127,20	84,20	238,20	121,90	86,00
5,00	238,60	123,70	84,20	238,10	133,70	86,00	238,30	125,50	84,20
6,00	239,20	122,50	87,80	238,00	124,20	87,80	238,20	114,50	87,80
7,00	238,30	127,60	91,40	237,90	130,50	91,40	238,20	119,60	91,40
8,00	238,10	119,20	96,80	238,70	135,40	96,80	238,20	152,90	96,80

9,00	238,50	126,80	96,80	238,70	121,20	98,60	240,40	156,50	96,80
10,00	238,20	128,40	100,40	238,90	140,20	102,20	239,30	147,80	100,40
11,00	238,50	128,30	98,60	238,80	131,60	104,00	239,80	142,00	98,60
12,00	237,70	132,80	104,00	238,30	131,90	96,80	240,60	152,70	104,00
13,00	238,40	119,30	105,80	238,60	152,00	102,20	240,00	150,70	105,80
14,00	238,10	127,00	102,20	239,40	137,50	100,40	239,30	150,50	102,20
15,00	238,70	138,60	100,40	238,50	138,40	98,60	240,20	151,70	100,40
16,00	238,10	128,00	93,20	238,50	148,90	93,20	240,10	147,30	93,20
17,00	238,10	132,90	93,20	238,60	133,40	91,40	240,10	138,20	93,20
18,00	238,70	136,10	91,40	238,70	128,90	87,80	239,40	144,70	91,40
19,00	238,70	131,20	86,00	238,20	125,60	86,00	239,10	137,40	86,00
20,00	238,90	137,90	87,80	237,90	132,30	87,80	239,20	126,70	87,80
21,00	238,30	129,70	89,60	238,50	122,90	86,00	238,70	114,10	89,60
22,00	238,00	126,30	86,00	238,70	129,70	84,20	238,20	123,00	86,00
23,00	238,30	130,00	87,80	238,60	124,00	86,00	238,30	118,60	87,80
Average	238,31	126,92	92,38	238,47	131,11	90,95	239,02	135,21	92,38

Tabel B. 2 Properti fluida

Data properties udara							
T (K)	T (F)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg.K)	μ (N.s/m ²)	k (W/m.K)	ν (m ² /s)	Pr
300	80,33	1,1614	1,007	$1,85 \times 10^{-5}$	0,0263	$1,59 \times 10^{-5}$	0,707
350	170,33	0,995	1,009	$2,08 \times 10^{-5}$	0,03	$2,09 \times 10^{-5}$	0,700
Data properties gas campuran							
T (°F)	ρ_v (lb/ft ³)	μ_v (lb/ft-hr)	$c_p v$ (Btu/lb-F)	μ_l (lb/ft-hr)	$c_p l$ (Btu/lb-F)	k l (Btu/hr-ft-F)	ρ_l (lb/ft ²)
120	0,22	0,015	0,23	0,55	1,03	0,37	61,8
130,5	0,21	0,015	0,23	0,5	1,03	0,37	61,5
140,9	0,21	0,015	0,23	0,46	1,03	0,38	61,2
151,4	0,2	0,015	0,24	0,42	1,04	0,38	60,9
161,9	0,2	0,015	0,24	0,39	1,04	0,38	60,6
172,3	0,19	0,015	0,25	0,36	1,04	0,39	60,3
224,6	0,15	0,015	0,3	0,34		0,39	

BAB 5 PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Analisis *air cooled heat exchanger* meliputi perhitungan koefisien konveksi sisi udara, *pressure drop*, *pumping power*, *effectiveness* dan nilai suhu keluar fluida panas menggunakan variasi laju alir massa udara. Pada kondisi operasional *air cooled heat exchanger* beroperasi pada sudut kipas 22^0 dengan laju alir massa udara sebesar 551.114 kg/hr. Variasi 1 adalah variasi dimana sudut kipas diubah menjadi $19,5^0$ yang menghasilkan laju alir massa udara sebesar 510.291 kg/hr. Variasi 2 adalah variasi dimana sudut kipas diubah menjadi $27,7^0$ yang menghasilkan laju alir massa udara sebesar 632.761 kg/hr. Dari hasil perhitungan tersebut didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

1. Pada kondisi operasi *air cooled heat exchanger* SNO-E-2208 didapatkan nilai koefisien konveksi sisi udara sebesar $14,46 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, nilai *overall heat transfer coefficient* $1,11 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, *effectiveness* 0,80 dan $\text{Tho } 56,37^\circ\text{C}$.
2. Pada variasi 1 didapatkan nilai koefisien konveksi sisi udara sebesar $13,57 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, nilai *overall heat transfer coefficient* $1,01 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, *effectiveness* sebesar 0,8 dan $\text{Tho } 63,43^\circ\text{C}$.
3. Pada variasi 2 didapatkan nilai koefisien konveksi sisi udara sebesar $15,31 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, nilai *overall heat transfer coefficient* $1,02 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, *effectiveness* sebesar 0,80 dan $\text{Tho } 49,03^\circ\text{C}$.
4. Nilai *pressure drop* terbesar secara berurutan adalah variasi 2 sebesar 2,26 KPa, operasional 1,84 KPa, variasi 1 sebesar 1,47 KPa.
5. Nilai *pumping power* terbesar secara berurutan adalah variasi 2 sebesar 42,85 KW, operasional 30,43 KW, variasi 1 sebesar 22,46 KW.
6. Variasi 2 pada sudut $27,7^0$ (sudut maksimal kipas) menghasilkan laju alir massa udara 12% lebih besar

dibanding kondisi operasi menghasilkan nilai Th_o yang turun sebesar 9,63%.

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan setelah melakukan perhitungan dan analisa antara lain:

1. Untuk memperoleh nilai suhu keluar fluida panas sesuai mendekati desain digunakan sudut kipas maksimal $27,7^{\circ}$
2. Untuk penelitian selanjutnya dapat menggunakan *software* khusus untuk melakukan perhitungan performa

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Anonim. 2000 . *GPSA Engineering Data Book*. Tidak dipublikasikan
- [2] Incropera, Frank P., DeWitt, David P., Bergman, Theodore L. & Lavine, Adrienne S. 2007 . *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th edition : John Willey & Sons (Asia) Pte. Ltd., Asia.
- [3] Kakac, Sadic & Liu, Hong Tan.1998, *Heat Exchanger Selection, Rating and Thermal Design*, CRC Press, New York.
- [4] Kamran Hirbodi dan Mahmood Yaghoubi. 2013 . *Experimental Investigation of Natural Dehumidification Over an Annular Finned Tube*. Journal Volume 57 , 2 Februari 2016
- [5] Moran, Michael J. Shapiro, & Howard N. 2005. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. England : John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Shouthern Gate, Chichester, West Sussex PO19 8SQ.
- [6] Wahyu, Akhyar Rokhadi. 2010 . Pengujian Karakteristik Perpindahan Panas Dan Penurunan Tekanan Dari Sirip - Sirip Pin Ellips Susunan Selang-Seling Dalam Saluran Segiempat. Tugas Akhir. Tidak dipublikasikan. Solo : Universitas Sebelas Maret.

BIOGRAFI



Yunnida Lutfya Dewi Firmaningtyas dilahirkan di Nganjuk, 22 Februari 1994. Penulis merupakan anak kedua dari pasangan Juremi dan Muchrotul Mahmudah (Alm.). Penulis mengenyam pendidikan Sekolah Dasar di SDN. Ganungkidul 1 Nganjuk pada tahun 2001-2006, SMPN 1 Nganjuk tahun 2007-2009 dan SMAN 3 Madiun pada 2009-2012.

Penulis melanjutkan studi di Perguruan Tinggi Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2012 sebagai mahasiswa Teknik Mesin angkatan M55. Selama kuliah penulis aktif berorganisasi sebagai staff dan fungsionaris Departemen Umum Himpunan Mahasiswa Mesin periode 2013/2014 dan 2015/2016. Penulis juga aktif dalam kegiatan kemahasiswaan seperti Mechanical City 2015.

Untuk segala informasi dan saran yang ditujukan kepada penulis dapat menghubungi email yunnidalutfya@gmail.com.